

メカニカルシールにおける
ディンプルしゅう動材のシール特性に関する研究

2000年12月



長 崎 大 学 大 学 院
海 洋 生 産 科 学 研 究 科
手 嶋 芳 博

メカニカルシールにおける デインプルしゅう動材のシール特性に関する研究

目次

主要記号	1
第1章 序論	4
1-1 緒言	4
1-2 メカニカルシールの概要	5
1-2-1 メカニカルシールの分類, 用途, 使用条件	5
1-2-2 メカニカルシールの特徴	5
1-3 メカニカルシールの設計	6
1-3-1 メカニカルシールの構造	8
1-3-2 メカニカルシール設計 (しゅう動面に作用させる力)	8
1-4 メカニカルシールしゅう動材の変遷とデインプルしゅう動材	10
1-5 デインプルしゅう動材のシール特性に関する従来の研究	13
1-5-1 メカニカルシールの潤滑状態	13
1-5-2 メカニカルシール流体潤滑発生機構 (動圧発生機構)	19
1-5-3 メカニカルシールの密封理論	21
1-5-4 メカニカルシールへのデインプルしゅう動材の適用	23
1-6 本研究の目的, 意義, 内容	24
1-6-1 デインプルしゅう動材に関する研究の問題点と目的	24
1-6-2 デインプルしゅう動材に関する研究の意義	25
1-6-3 本論文の内容	26
第2章 研究方法	27
2-1 緒言	27
2-2 しゅう動試験	27
2-2-1 しゅう動試験の目的	27

2-2-2 しゅう動試験装置および試験片	2 8
2-2-2-1 摩擦摩耗試験機	2 8
2-2-2-2 油用メカニカルシール試験機	2 8
2-2-2-3 水用メカニカルシール試験機	3 2
2-3 試験片の材質	3 2
2-4 試験流体の性質	3 2
2-5 計測機	3 6
2-6 デインプルの作製方法とデインプル形状	3 6
2-7 数値解析	3 8
2-7-1 緒言	3 8
2-7-2 粘性流体の基礎式	3 9
2-7-3 特性数算出の基礎式	4 0
2-7-4 有限要素法 (FEM) 解析の仮定と境界条件	4 1
2-7-5 有限要素法解析の作業の流れ	4 7
2-7-6 メッシュモデル	4 7
2-7-7 収束判定	5 1
第3章 デインプル周辺の流体潤滑膜観察試験と有限要素法解析の比較	5 4
3-1 緒言	5 4
3-2 しゅう動試験	5 4
3-2-1 試験片	5 4
3-2-2 しゅう動試験方法	5 6
3-2-3 流体潤滑膜観察試験結果と考察	5 6
3-3 有限要素法解析	5 9
3-3-1 計算方法	5 9
3-3-2 解析結果と考察	6 0
3-3-3 試験結果との比較と考察	6 0
3-4 まとめ	6 4
第4章 等方性デインプルのしゅう動特性への影響	6 5

4-1	緒言	6 5
4-2	しゅう動試験	6 5
4-2-1	しゅう動試験方法	6 5
4-2-2	しゅう動試験結果と考察	6 7
4-2-2-1	円形ディンプルの有無によるしゅう動トルクの挙動	7 2
4-2-2-2	円形ディンプルの形状による摩擦係数への影響	7 2
4-2-2-3	円形ディンプルの配列による摩擦係数への影響	7 8
4-2-2-4	荷重, しゅう動速度, 試験流体の摩擦係数への影響	8 1
4-3	数値解析	8 2
4-3-1	緒言	8 2
4-3-2	有限要素法 (FEM) による数値解析	8 2
4-3-2-1	計算方法	8 2
4-3-2-2	計算結果と考察	8 3
4-3-3	レイノルズの無限幅軸受け理論による数値解析	9 2
4-3-3-1	計算方法	9 2
4-3-3-2	計算結果と考察	9 5
4-3-4	数値解析結果としゅう動試験結果の比較	9 5
4-4	まとめ	1 0 0
第5章	異方性ディンプルのしゅう動特性への影響	1 0 1
5-1	緒言	1 0 1
5-2	しゅう動試験	1 0 1
5-2-1	しゅう動試験方法	1 0 1
5-2-2	しゅう動試験結果と考察	1 0 3
5-2-2-1	異方性ディンプルの形状・面積比率による摩擦係数への影響	1 0 5
5-2-2-2	試験片材質による摩擦係数への影響	1 1 1
5-2-2-3	荷重, しゅう動速度, 試験流体の摩擦係数への影響	1 1 3
5-2-2-4	摩擦力 F と温度差 ΔT の関係	1 1 3
5-3	数値解析	1 1 7
5-3-1	緒言	1 1 7

5-3-2 有限要素法 (FEM) による数値解析	1 1 7
5-3-2-1 計算方法	1 1 7
5-3-2-2 計算結果と考察	1 1 8
5-4 数値解析としゅう動試験結果の比較と考察	1 2 7
5-5 まとめ	1 3 1
第6章 デインプルの密封特性への影響	1 3 2
6-1 緒言	1 3 2
6-2 油潤滑メカニカルシール試験	1 3 2
6-2-1 油潤滑メカニカルシール試験方法	1 3 2
6-2-2 油潤滑メカニカルシール試験結果と考察	1 3 5
6-3 水潤滑メカニカルシール試験 (実機条件)	1 4 2
6-3-1 水潤滑メカニカルシール試験方法	1 4 2
6-3-2 水潤滑メカニカルシール試験結果と考察	1 4 3
6-4 まとめ	1 4 7
6-4-1 油潤滑メカニカルシール試験のまとめ	1 4 7
6-4-2 水潤滑メカニカルシール試験のまとめ	1 4 7
第7章 レイノルズの無限幅軸受理論によるデインプル設計方法	1 4 8
7-1 緒言	1 4 8
7-2 レイノルズの理論とポアズイユの理論による摩擦特性数・漏洩量の算出	1 4 8
7-3 直交デインプル形状設計の計算例	1 5 6
第8章 総括	1 6 0
参考文献	1 6 4

主要記号

A	単位セル面積 ($=L_r \cdot L_\theta$)
AR	ディンプルアスペクト比 (=周方向長さ/径方向長さ)
a_0	しゅう動面幅
C_1	潤滑油による定数 (第2章, ワルサーの式)
C_2	潤滑油による定数 (第2章, ワルサーの式)
C_W	溝形状と最小油膜厚み h^* による変数 (第2章, レイノルズ理論式)
D	ディンプル直径 (円形ディンプルの場合 $D=L_{r1}=L_{\theta1}$)
f	摩擦係数
f_{C1}	ポアズイユの理論式の補正係数
f_{C2}	荷重と負荷容量の補正係数
F	摩擦力
F'	単位面積あたりの摩擦力
F_0	流体の単位質量当たりの外力
F_{rest}	その他の力 (流体潤滑の場合, 負荷容量 W_c に等しい)
F_s	スプリング荷重
$f(x)$	粗さ曲線
G	無次元特性数 ($=\mu Ua_0/W$)
h	油膜厚み
h^*	最小油膜厚み
h_1	ディンプル部の油膜厚み (h_1-h^* : ディンプル深さ)
IR	ディンプル間隔比 (=径方向間隔/周方向間隔)
K	圧力勾配係数 (例えば水 1/2, 油 1/3 などとされている)
k	$=L_{\theta1}/L_\theta$
L	軸受幅 (=1)
l	測定長
L_r	ディンプル径方向間隔, (潤滑面長さ)
L_{r1}	径方向のディンプル長さ
L_θ	ディンプル周方向間隔

$L_{\theta 1}$	周方向のディンプル長さ（溝幅）
M	しゅう動トルク
m	$=h_1/h^*$
n	ストライベック曲線の傾き
P	圧力
P_f	シール流体の密封圧力（試験流体圧力）
PR	ディンプル面積比率（=ディンプル面積/単位セル面積×100）
ΔP	しゅう動面間の圧力差
Q	漏洩量
r_m	しゅう動面平均半径
r_b	シールリングに対して軸方向の移動力として働くシール流体圧力を受ける軸方向の面積部分の内径
r_i	しゅう動面内径
r_o	しゅう動面外径
rr	粗さ比（ $R_{q2}=rr \cdot R_{q1}$ ）
R_q	二乗平均平方根粗さ（ R_{q1}, R_{q2} ）
t	時間
T	絶対温度
ΔT	温度差（=しゅう動面近傍温度-試験流体温度）
U	しゅう動速度
V	流速ベクトル
W	荷重
W'	単位面積あたりの荷重
W_c	負荷容量
W'_c	単位面積あたりの負荷容量
Λ	膜厚比（ $=h^*/(R_{q1}^2+R_{q2}^2)^{0.5}$ ）
ε	解の相対変化率
λ	第2粘性係数
μ	粘性係数
ν	動粘性係数（ $\nu=\mu/\rho$ ）

ρ	密度
τ	摩擦応力
Φ_{new}	反復計算における新しい解
Φ_{old}	反復計算における前の解
Ψ	定数（ストライベック曲線）
Ψ_c	密封限界における定数（ストライベック曲線）
ω_o	角速度

第1章 序論

1-1 緒言

メカニカルシールは接触式密封装置の一種で石油化学プラント、製紙業プラント、家電、自動車などの回転軸の密封装置に使用されている。このメカニカルシールは種々の密封装置の中で最も高負荷で潤滑性が乏しい環境下で使用されており、他の密封装置よりも高い信頼性が求められている。くわえてその使用条件の過酷化に伴いさらなる長寿命化と高信頼化の要求が高まってきている。

メカニカルシールは回転環と固定環とのしゅう動面間で回転軸部分を密封することを特徴としている。これらのしゅう動面では摩耗、焼付き、割れなどの現象が発生しやすく、これらの現象はしゅう動面の性状に支配されるといっても過言ではない。従って、しゅう動面を積極的にコントロールすることは密封の維持と密封装置の寿命延長の観点から重要な技術的課題となっている。従来しゅう動面の性状を表す代表的なパラメーターとして粗さ、うねりなどが知られている。密封性の維持と潤滑性の向上を両立するためには粗さ、うねりをそれぞれサブミクロン単位で制御する必要があるが、そのためには高いコストと高度な加工技術を要しそれを具現化した例は少ない。

最近、独立した気孔を分散保有した気孔分散材をメカニカルシールしゅう動材に用いることで高度な加工技術を用いることなく密封の維持と密封装置の寿命延長が図られることが知られてきた。これはしゅう動面上の気孔によるくぼみが潤滑性を向上させることに起因すると考えられている。しかし、分散気孔によるくぼみ形状などの制御は大変困難であり詳細な検討例は少なく、その形状、配列、比率、方向性による潤滑性・密封性への影響、潤滑性向上のメカニズムは不明な部分が多い。

そこで本研究ではしゅう動面上に形状、配列、比率、方向性などを制御したくぼみ（デインプル）の加工を施し、それらによる密封性、潤滑性を含むシール特性への影響、なかでもデインプルによる流体潤滑膜の発生と厚みへの影響をしゅう動試験、数値解析により明確化することを主たる目的とした。これはメカニカルシールのシール特性の究明に関わり工学的、学術的いずれにおいても有意義であると考えられる。また、本研究で得られた知見により気孔分散材の気孔形状の最適化および気孔分散材よりも高負荷対応、高信頼性、長寿命を有するデインプルしゅう動材の設計手法の確立を目指すことは、産業界の要望にこたえる重要なことがらでもある。

1-2 メカニカルシールの概要

この節では、まずメカニカルシールの分類、用途、使用条件をまとめる。次にメカニカルシールの特徴をまとめ、メカニカルシールは各産業界で必要不可欠な機械要素である密封装置として位置付けられ、中でも特に優れた機能を有することを示す。

1-2-1 メカニカルシールの分類、用途、使用条件

機器内部からの潤滑剤あるいはシール流体の漏れを防止し、外部からの異物や流体の侵入を防ぐことを目的とする密封装置（シール）は、使用形態により

(1) 運動用シール（パッキン）

(2) 固定用シール（ガスケット）

に大別できる。用途、機能、作用により密封装置を分類すると表1・1の示すように20にも及ぶといわれている¹⁾。この分類において、接触式端面方式メカニカルシール用のしゅう動材が本研究の対象となる。

メカニカルシールの用途の分類例は表1・2に示すとおりである²⁾。この表より、メカニカルシールは装備機器別にみるとポンプが多いが、各種産業に広範囲に使用されていることが判る。

また、シールの平均的な使用条件を前提として、特に密封流体圧力としゅう動速度との関係は図1・1に示すようになるといわれている¹⁾。これからメカニカルシールが他の密封装置と比較しても高負荷条件まで広範に適用可能であることが判る。

1-2-2 メカニカルシールの特徴

一般的なメカニカルシールの特徴をまとめて列記すれば次のようになる¹⁾。

(1) 漏洩を極めて少なく押さえることができる。

(2) しゅう動端面の摩擦力が少なく、したがって動力損失が少ない。

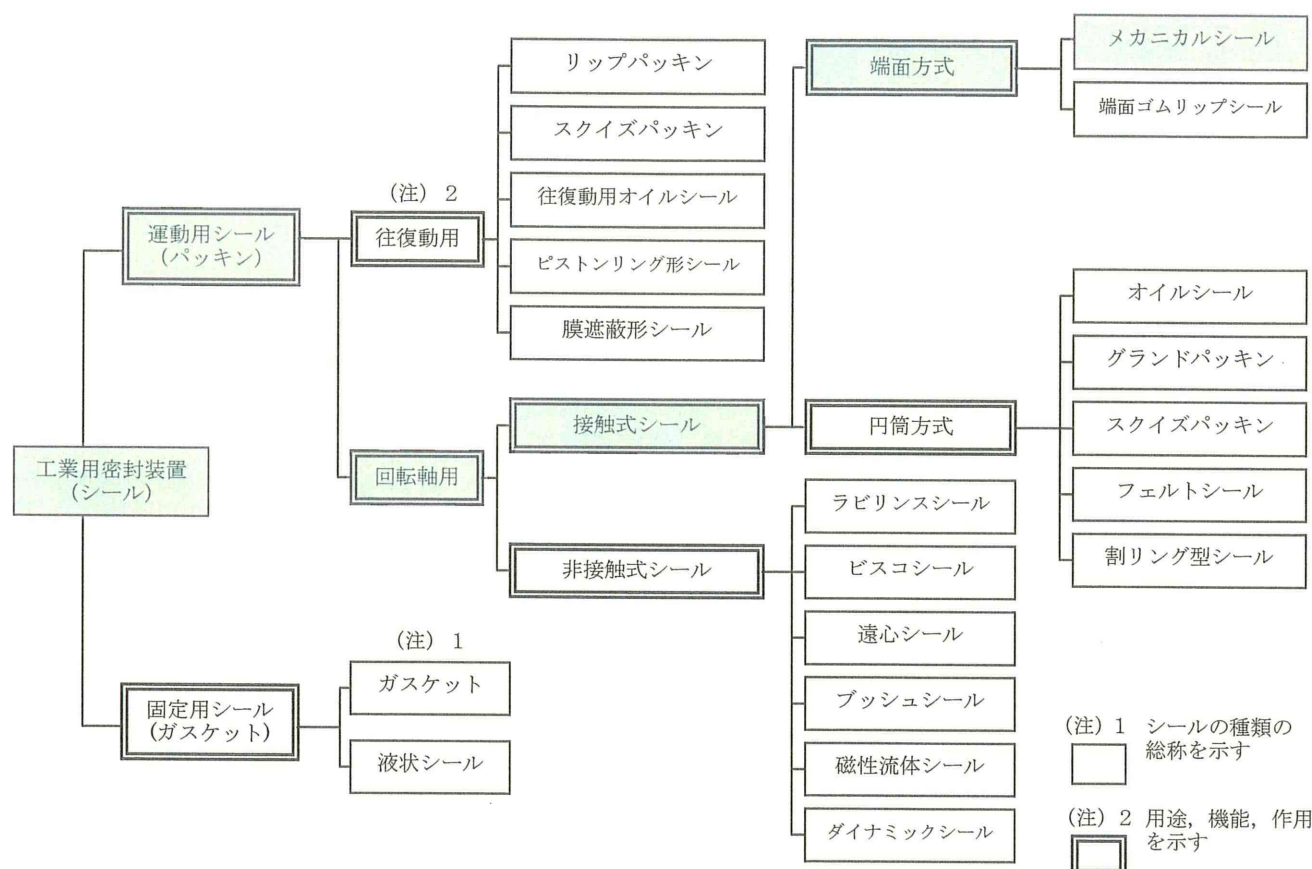
(3) しゅう動材の摩耗を少なく押さえることができる。したがって、使用寿命も長い。

(4) 高温、高圧、高速、あるいは極低温などの過酷な条件にも使用できる。

(5) 腐蝕性のある流体、固体粒子が混合した流体、各種液化ガス用軸シールとして使用できる。

このようにメカニカルシールは優れた特徴を有しているが、他の密封装置との比較でもグラندパッキンからメカニカルシールへの変更でシール部の長寿命化が得られたという

表1・1 密封装置の分類¹⁾



例もある³⁾。

くわえて近年メカニカルシールに対して密封圧力の高圧化⁴⁾，しゅう動速度の高速化⁵⁾など使用条件の過酷化に伴い，世界的な石油精製メーカーのエクソンではそのプラントにおける 14000 台の遠心ポンプのメンテナンス費用 1500 万ドル（15 億円以上）の 70%程度がメカニカルシールに対して使用されたとの報告もあり⁶⁾，産業界よりメカニカルシールに対しさらなる長寿命化と高信頼化の要望が寄せられている。

1-3 メカニカルシールの設計

この節ではまずメカニカルシールの構造の一例を示し，密封流体をシールするためその設計においてしゅう動面へ作用させる力について説明する。この力は本研究のテーマとも関連するメカニカルシールの潤滑性・密封性などとも係わっている。

表1・2 メカニカルシールの用途の分類例²⁾

用 途	内 容
プ ロ セ ス	各種ポンプ（水用，化学液用，石油，石油化学用，高温高压水用，放射性水用など） リアクタ用 送風機，圧縮機
舶 用	船用ポンプに用いるもの
水中モータポンプ用	工事用水中モータポンプ，深井戸用水中モータポンプ
汎 用	家庭用電気井戸ポンプ，ホームミキサ，ジューサ，ディスポーザ，自動販売機，家庭用電気洗濯機，遠心分離機，耕うん機
自 動 車 用	エンジン冷却水循環ポンプ，カークーラー用など
特 殊 用	水中軸受け装置 水車（一般水車，チューブラ水車） スタンチューブ用 ブルドーザ遊動輪用 チューブラポンプ用
そ の 他	トルクコンバータ，工作機械，噴霧機，プロセス用遠心分離機，圧延ロール，ロケット，ガスタービン，レーダ，ターボ過給機，艦船の補機，魚雷，各種自動運転装置，各種回転形計測機器

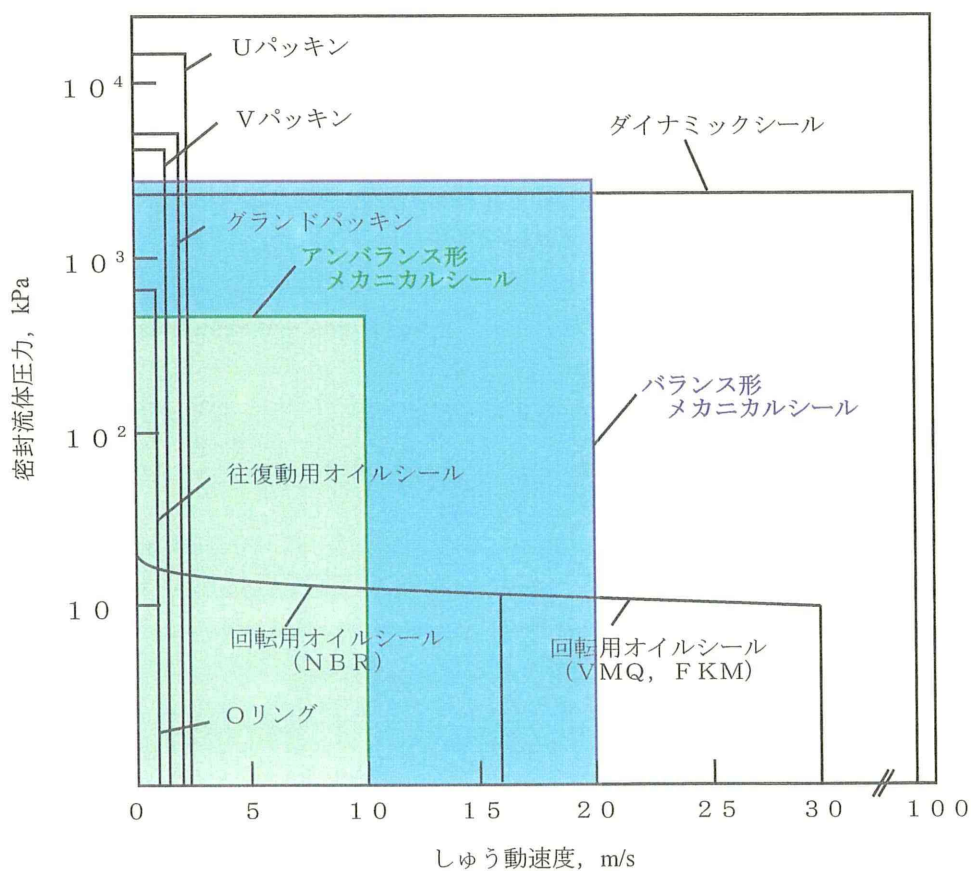


図1・1 各種密封装置とメカニカルシールの使用条件領域¹⁾

1-3-1 メカニカルシールの構造

接触型メカニカルシールの一例としてアンバランス・内流形メカニカルシールの構造を図1・2に示した⁷⁾。なお、本研究において使用したメカニカルシール試験機はアンバランス・内流形に対応している。また、図1・2に関連するメカニカルシールの主な用語の定義を表1・3に示す⁷⁾。メカニカルシールの構造は日本工業規格では、「メカニカルシールの基本構造は、密封端面の摩耗にしたがい軸方向に動くことができる従動リング（シールリング）と動かないシートリング（メィティングリング）からなり、緩衝機構を有し、軸にほぼ垂直な相対的に回転する密封端面において流体を密封する働きのものとする。」と定義されている⁷⁾。

1-3-2 メカニカルシール設計（しゅう動面に作用させる力）

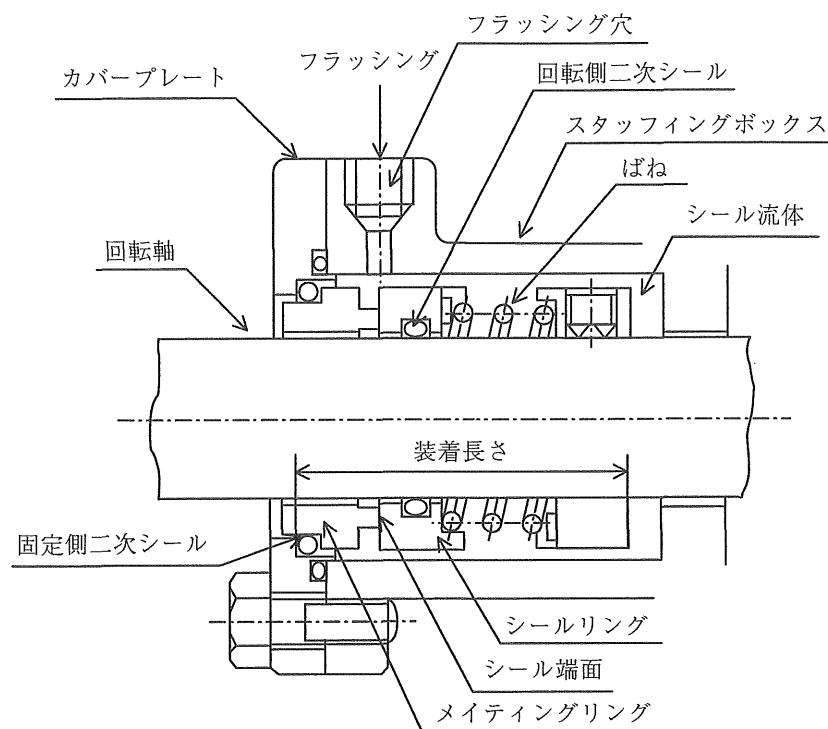
メカニカルシールはしゅう動面同士を接触させることでシール流体を密封するように設計されている。このしゅう動面間に作用させる力は本研究の対象となるメカニカルシールの潤滑性、密封性にも多大な影響を及ぼしている。図1・3にしゅう動面に作用させる力の釣り合いをアンバランス・内流形メカニカルシールについて示す^{3) 8) 9)}。しゅう動面同士を押し付ける力は赤色で、その反力は青色で示す。押し付け力にはスプリング荷重 F_s 、流体圧力 P_f による力がある。また、その反力にはしゅう動面間に侵入した流体の流体圧力 P_f による力、その他の力 F_{rest} がある。その他の力には、例えばしゅう動面同士の固体接触による力などが含まれる。これらの力の釣り合いは式（1-1）で表される。この式をシール流体圧力 P_f についてみると、その増加によってしゅう動面を押す力が大きくなり、しゅう動面が開かないようになっていることが判る。なお、シール流体圧力 P_f によるしゅう動面を押す力は F_{rest} に含まれる固体接触などにより支えられている。さらにこの式よりしゅう動面を押す力はスプリング荷重、しゅう動面形状などにより制御可能であることが判る。

$$K \cdot P_f \cdot \pi \cdot (r_o^2 - r_i^2) + F_{\text{rest}} = F_s + P_f \cdot \pi \cdot (r_o^2 - r_b^2) \quad (1-1)$$

ここで、

K ：圧力勾配係数（例えば水 1/2、油 1/3 などと言われている）

P_f ：シール流体の圧力



アンバランス・内流形メカニカルシール

図1・2 メカニカルシールの構造⁷⁾

表1・3 メカニカルシールの用語⁷⁾

用 語	定 義
シ ー ル	流体の漏れを制限すること
シ ー ル 端 面	メイティングリングとシールリングとが互いに密着して擦れ合う面
メイティングリング (シートリング)	シール端面を持つ環で、シール端面が摩耗しても軸方向に動かないもの
シ ー ル リ ン グ (従 動 リ ン グ)	シール端面を持つ環で、シール端面が摩耗に従い、ばねなどによって軸方向に動くことができるもの
回 転 環	シール端面を持つ環で、軸とともに回転するもの
固 定 環	シール端面を持つ環で、軸とともに回転しないもの
2 次 シ ー ル	固定環とケーシングもしくはカバープレート（エンドプレート、シールカバー）との間のシール、又は回転環と軸もしくは軸スリーブとの間のシール。 固定側2次シールと回転側2次シールに分けられる。
装 着 長 さ	メカニカルシールを装着した状態における軸方向の長さ。
バ ラ ン ス 比	シール端面の軸方向の投影面積 (A_1) とシールリングに対して軸方向の移動力として働くシール流体圧力を受ける軸方向の投影面積 (A_2) との比
バ ラ ン ス 形	バランス比が1以下で、シール流体圧力によるシール端面への負荷を低減させる方法。
ア ン バ ラ ン ス 形	バランス比が1を超えて、シール流体圧力によるシール端面への負荷を低減させることができない方法。

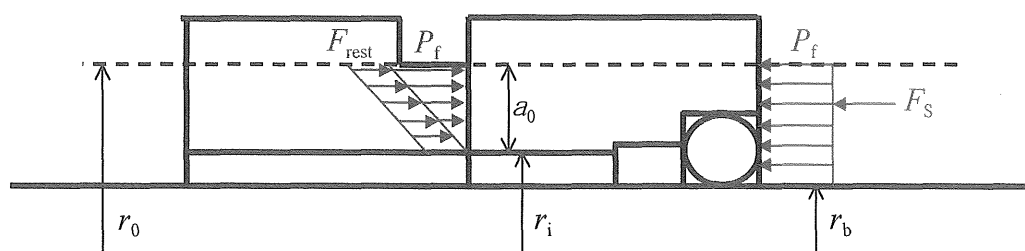


図1・3 メカニカルシールしゅう動面の力の釣り合い³⁾⁸⁾⁹⁾

r_o : しゅう動面外径

r_i : しゅう動面内径

r_b : シールリングに対して軸方向の移動力として働くシール流体圧力を受ける軸方向の面積部分の内径

F_{rest} : その他の力

F_s : スプリング荷重

である。

後述の「1－5－2 流体潤滑発生機構（動圧発生機構）」などにおいて、この式（1－1）を用いて流体潤滑発生条件の検討、流体潤滑領域における摩擦力算出などを行う。

1－4 メカニカルシールしゅう動材の変遷とディンプルしゅう動材

メカニカルシールでは形状設計よりも材料選択の方が重要と言われているが³⁾、その材料の中でもシール端面におけるしゅう動材は最も重要でメカニカルシールの性能を決定付ける大きな要因のひとつとなっている。前節でも説明したようにメカニカルシールにはメーティングリングとシールリングの2種類のしゅう動材があり、これらには軟質材と硬質材を組み合わせ使用するのが一般的となっている。本節では近年著しい変遷をとげている硬質材の中で本研究のテーマと関連する意図的にしゅう動面にくぼみを形成した気孔分散質しゅう動材・ディンプルしゅう動材の開発の動機と歴史、種類、しゅう動面形態を中心に説明する。

自動車ウォーターポンプ用メカニカルシールの硬質材を例にとると、1960年頃より鋳鉄、ステンレス鋼、アルミナセラミックス、炭化ケイ素セラミックス（SiC）の順番で開発・採用が行われてきた。この材質の変遷は耐食性、耐摩耗性の向上を主眼においたものであった。一方、意図したものではないが金属材料からセラミックス材料すなわち溶製材から焼結材への変遷により材料保有の気孔状態に変化が生じて材質内部に含有される微細独立

気孔も増加する傾向にあった。なお、SiC は現在もっとも優れた硬質のメカニカルシールしゅう動材材質と考えられている^{10) - 14)}。そしてこの独立気孔の増加は低摩擦、低摩擦などしゅう動特性の改善をもたらす効果を有することが経験的に知られるところとなった。また、すべり軸受において1920年初期に連続気孔を含有した多孔質金属に油を含浸した自己潤滑軸受が開発され、優れた潤滑性と耐熱性により急速にその生産量が増加した^{15) 16)}。この種のしゅう動材は浸透漏洩のためメカニカルシールには適用できないがすべり軸受用には現在でも広く使用されている。上述のようなメカニカルシール、すべり軸受のしゅう動材に含有される気孔がしゅう動面上でくぼみとなり潤滑性を向上させる作用は現在では「油溜まり効果」として認識されている。この「油溜まり効果」の積極的利用、独立気孔や微細くぼみの形成を可能とする焼結技術および表面加工技術の進歩がしゅう動面にくぼみを有するしゅう動材の開発の動機となった。

現在しゅう動面にくぼみを有するメカニカルシール用しゅう動材には2種類のタイプがある。すなわち図1・4 (a) はしゅう動面と交差した独立気孔がくぼみとなる気孔分散材、図1・4 (b) はしゅう動面に形状、配列、比率、方向性などを制御したくぼみ（ディンプル）を加工したディンプルしゅう動材である。このディンプルしゅう動材の開発の歴史を表1・4に示す^{17) - 23)}。ここにおいて気孔を意図的に含有させたしゅう動材の報告がはじめてみられるのは1984年である¹⁷⁾。この報告における気孔形態の詳細は不明だが漏洩の発生はみられないことから気孔は独立していると思われる。直径3~20 μm の球形独立気孔を含有した気孔分散質超硬合金しゅう動材が1988年の特許出願後、現在市販されている¹⁸⁾。直径10~40 μm の球形独立気孔を含有した気孔分散質SiCしゅう動材が1988年の特許出願後、現在市販されている¹⁹⁾。また、直径40 μm 以上の球形独立気孔^{20) 24)} ²⁵⁾、非球形独立気孔^{21) 26) 27)}のそれぞれにおける気孔分散質SiCも特許出願後、現在市販されている。なお、表1・5に示すようにSiCへの気孔分散による物性値の変化は大きなものではない^{24) 28)}。気孔分散材に対し1995年に著者らはディンプル形状の最適化

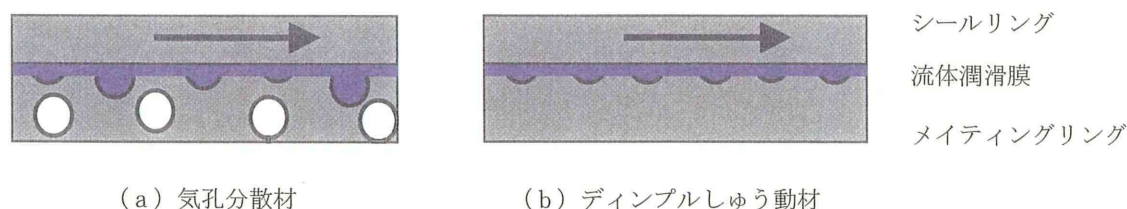


図1・4 気孔分散材とディンプルしゅう動材の断面模式図

表1・4 メカニカルシール用ディンプルしゅう動材の開発の歴史

年代	著者	種類	内容
1984	R.W.Lashway ¹⁷⁾	気孔分散材	独立気孔を含有した気孔分散質 SiC のしゅう動特性は緻密質 SiC よりも向上すると報告.
1988	石橋修, 寺崎清 ¹⁸⁾	気孔分散材	直径 3~20 μm の球形気孔を含んだのしゅう動特性向上を骨子とした特許出願.
1988	香川文男 ¹⁹⁾	気孔分散材	直径 10~40 μm の球形気孔を含んだ気孔分散質 SiC のしゅう動特性向上を骨子とした特許出願.
1991	オリビエ・アズマ, ミシェル・ブーゴワ ²⁰⁾	気孔分散材	直径 40 μm 以上の球形気孔を含んだ気孔分散質 SiC のしゅう動特性向上を骨子とした特許出願.
1995	カルル・アレクサンダー・シュツァエツ ²¹⁾	気孔分散材	非球形気孔を含んだ気孔分散質 SiC のしゅう動特性向上を骨子とした特許出願.
1995	手嶋芳博, 可児明 ²²⁾	ディンプルしゅう動材	しゅう動材表面のアスペクト比(周方向長さ/径方向長さ比) 1 以下の矩形などのディンプルによるしゅう動特性向上を骨子とした特許出願.
1997	I.Etsion, O.Kinrot ²³⁾	ディンプルしゅう動材	円形ディンプルによる油膜厚み増加効果を骨子とした特許出願.

表1・5 炭化ケイ素(SiC)の物性値²⁴⁾²⁸⁾

性質	緻密質炭化ケイ素	気孔分散質炭化ケイ素
密度, g/cc	3.16	2.99 - 3.02
硬度, GPa	30	25 - 30
ヤング率, GPa	425	390 - 415
曲げ強度, MPa	370	240 - 350
破壊靱性値, MPa $\cdot\text{m}^{1/2}$	4.5	4.5
熱膨張係数, $10^{-6}/^{\circ}\text{C}$	4.0	4.3
熱伝導率, W/mK	125	110

でさらに低摩擦、低摩耗が得られるディンプルしゅう動材の特許を出願した^{2 2)}。最近この特許以外にもディンプルしゅう動材の特許出願、研究報告がみられるようになった^{2 3)} ^{2 9)} ^{3 0)}。

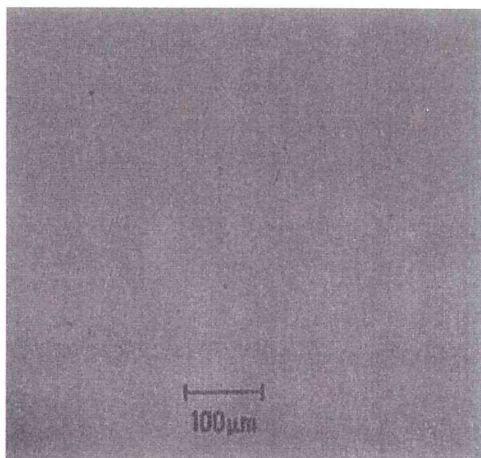
ディンプルしゅう動材を中心に現在流通しているメカニカルシール硬質材のしゅう動面形態を図1・5に示す。図1・5 (1) (2) (3) は、それぞれ緻密質 Co バインダ超硬合金 (日本タングステン社製 G2)、気孔分散質 Co バインダ超硬合金 (日本タングステン社製 PD-G2)、ディンプル Co バインダ超硬合金 (基材: 日本タングステン社製 G2) を示す。図1・5 (2) の気孔分散質 Co バインダ超硬合金には 10 μ m 程度の独立気孔が 9~19 % 程度の比率で含有されている^{3 1)}。図1・5 (3) のディンプル Co バインダ超硬合金はディンプルしゅう動材の例で、著者らの特許請求範囲^{2 2)} 内の短径 50 μ m、長径 200 μ m の異方性 (直交) ディンプルが面積比率 8 % で形成されている。図1・5 (4), (5) はそれぞれ緻密質 SiC (日立化成社製 HXL)、気孔分散質 SiC (昭和電工社製 ショーセラム C ポーラスグレート) で、図1・5 (5) の気孔分散質 SiC^{1 9)} には 20 μ m 程度の独立気孔が 5~10 % 程度の比率で含有されている。図1・5 (6) はすべり軸受用多孔質金属である。これらしゅう動面により気孔分散材の気孔によるくぼみの形状、配列などは不均一であるのに対しディンプルの形状、配列、方向性はよく制御されていることが判る。なお、本研究のテーマとなる気孔、ディンプルによるシール特性への影響に関する従来の研究は 1-5-4 節で説明する。

1-5 ディンプルしゅう動材のシール特性に関する従来の研究

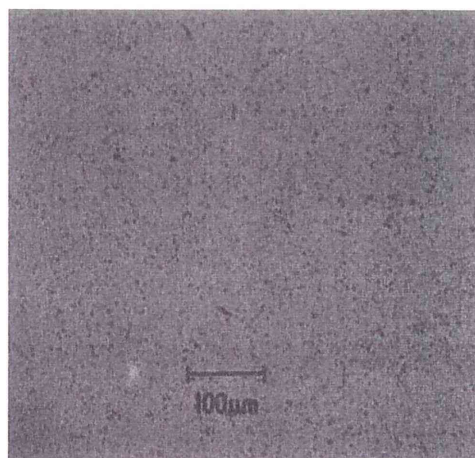
メカニカルシールにおいて最も重要な機能はいうまでもなく密封であるが、密封の長期間維持に対してその潤滑状態が大きな影響を及ぼす。そこで、この節ではまず実際のメカニカルシールの潤滑状態を示し、次にその潤滑状態の発生機構、密封理論についての従来の研究成果について説明する。そして本研究テーマと直接関連する気孔、ディンプルによる潤滑状態、密封状態に対する影響については本節の最後にその従来の研究例をまとめる。

1-5-1 メカニカルシールの潤滑状態

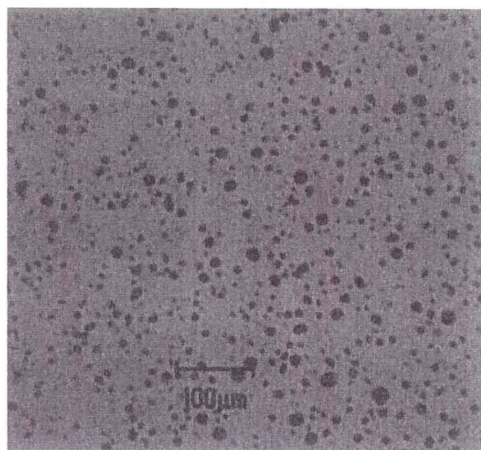
メカニカルシールにおいて、密封のためしゅう動面間でシール流体の連続性を切る必要がある。しかし、しゅう動面間のシール流体を排除しすぎると、しゅう動面の摩耗としゅう動発熱によるヒートクラックなどの損傷が発生し、しゅう動面の平坦度劣化などで短期



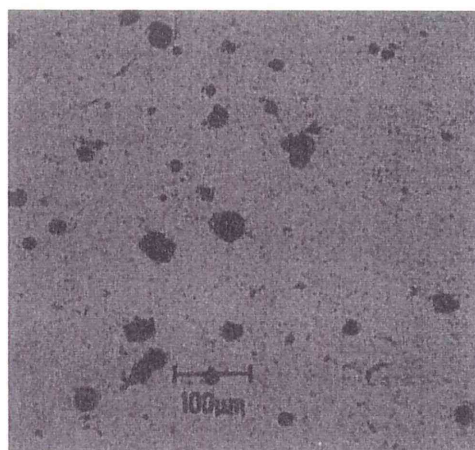
(1) 緻密質 Co バインダ超硬合金



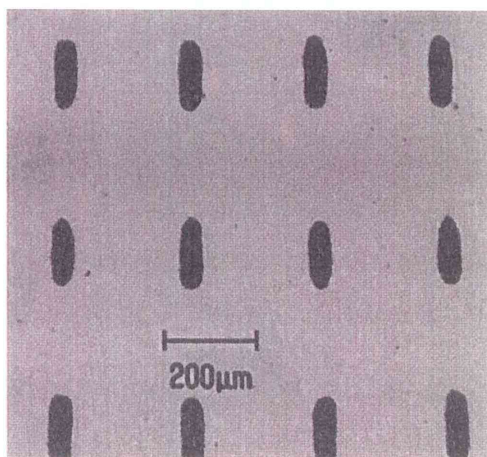
(4) 緻密質炭化ケイ素



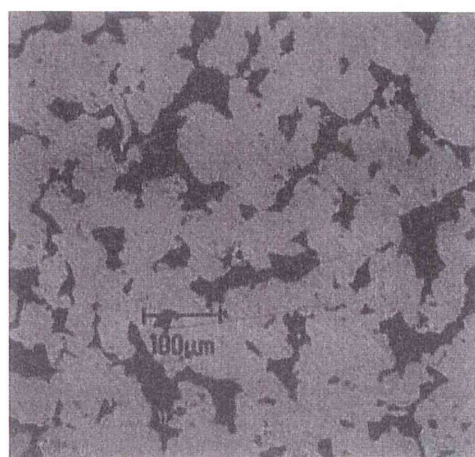
(2) 気孔分散質 Co バインダ超硬合金
(気孔直径 11μm)



(5) 気孔分散質炭化ケイ素 B₂₂
(気孔直径 22μm)



(3) ディンプルしゅう動材
(材質: Co バインダ超硬合金)



(6) 多孔質金属
(材質: 鉄系金属)

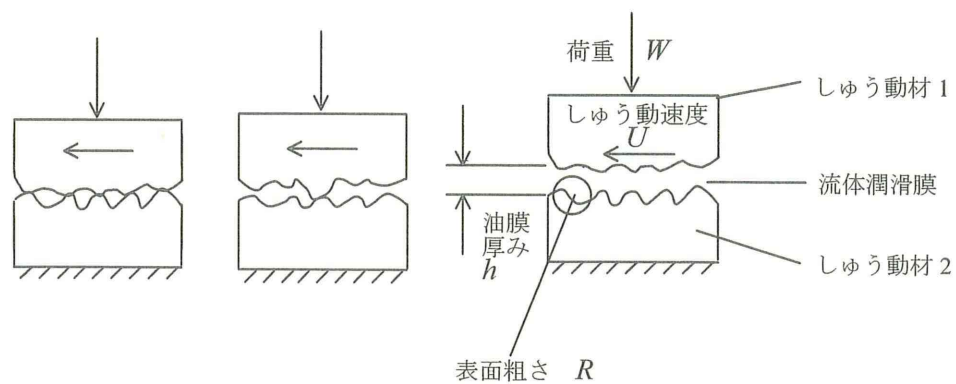
図1・5 しゅう動面の光学顕微鏡写真

間に過大な漏洩を生じるケースもある。従って、しゅう動面間に許容以上の漏洩を発生させない程度のシール流体による潤滑膜を形成することは、メカニカルシールの寿命の観点から重要な課題となる。

潤滑状態には大きく分けて3タイプあることが知られている。図1・6にこれらの潤滑状態の模式図を示す³²⁾。すなわちしゅう動材同士が流体で分離された流体潤滑状態、しゅう動面の一部が接触している混合潤滑状態、しゅう動面の境界層で接触しこの接触部により全荷重が支えられる境界潤滑状態である。潤滑膜の厚みは境界潤滑、混合潤滑、流体潤滑の順で厚くなっている。これらの潤滑状態を検討するためにストライベック曲線³³⁾を利用することが知られている。ストライベック曲線は図1・6に示すように無次元特性数 $G (= \mu Ua_0/W)$ 、摩擦係数 f による両対数グラフ上の曲線であるが、摩擦係数 f が最小となる無次元特性数 G_{\min} 以上の右上がりの部分が流体潤滑領域、 G_{\min} 以下の左上がりの部分が混合潤滑領域、 G 値がさらに小さく摩擦係数 f が一定の部分が境界潤滑領域となるといわれる^{1) 32) 33) 34)}。すなわち実測したストライベック曲線と潤滑条件を表す無次元特性数 G により困難な最小油膜厚みの測定を行うことなくその潤滑状態を知ることが出来る。また、ストライベック曲線はデータの無次元化により小さな試験片による試験結果を大形状の製品に適用できるなどの利点も有しており、すべり軸受においては設計の重要な指針として受け入れられている。

石渡・平林³⁵⁾ がストライベック曲線をメカニカルシール試験に対して適用した結果を図1・7に示す。この試験はしゅう動面のうねりを変更した試験片を用いシール流体の粘性係数、荷重による潤滑状態を検討したものである。このストライベック曲線は2種類の油では流体潤滑領域、粘性係数の小さい純水では混合潤滑から境界潤滑領域にあることを示している。これに対して、D.F.Denny³⁶⁾ は、石渡らが用いた2種類の油の中間の粘性係数を有する油と石渡らと同等の平坦度を有する試験片を用いたメカニカルシール試験で流体潤滑膜厚みの直接測定を行い、その厚みは0.5~2.0 μm の範囲で流体潤滑状態にあることを報告した。石渡らとD.F.Dennyの試験条件における無次元特性数 G の範囲はほぼ一致していることから、石渡らがストライベック曲線で示したメカニカルシール試験結果は妥当であったといえる。

また、石渡ら³⁵⁾ はメカニカルシールにおいてしゅう動材同士が流体潤滑膜で分離された流体潤滑領域でも密封可能であることとその漏れと密封の限界条件を示した。この限界条件は次のとおりである。まず、メカニカルシールの流体潤滑領域におけるストライベッ



$$h \rightarrow 0$$

境界潤滑領域

$$h \simeq R$$

混合潤滑領域

$$h \gg R$$

流体潤滑領域

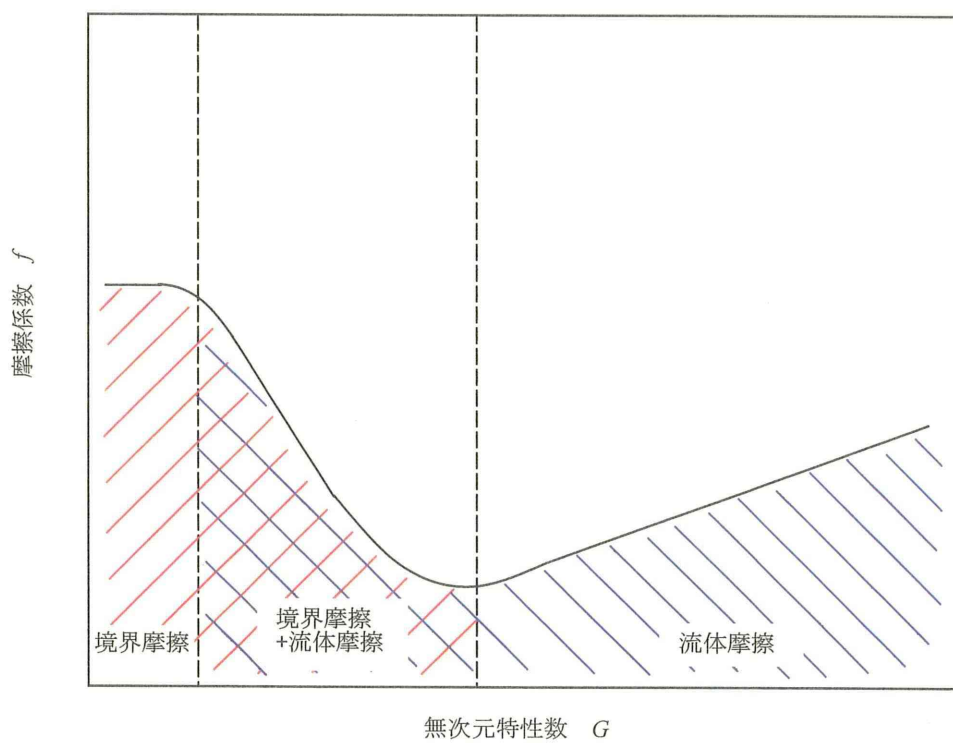
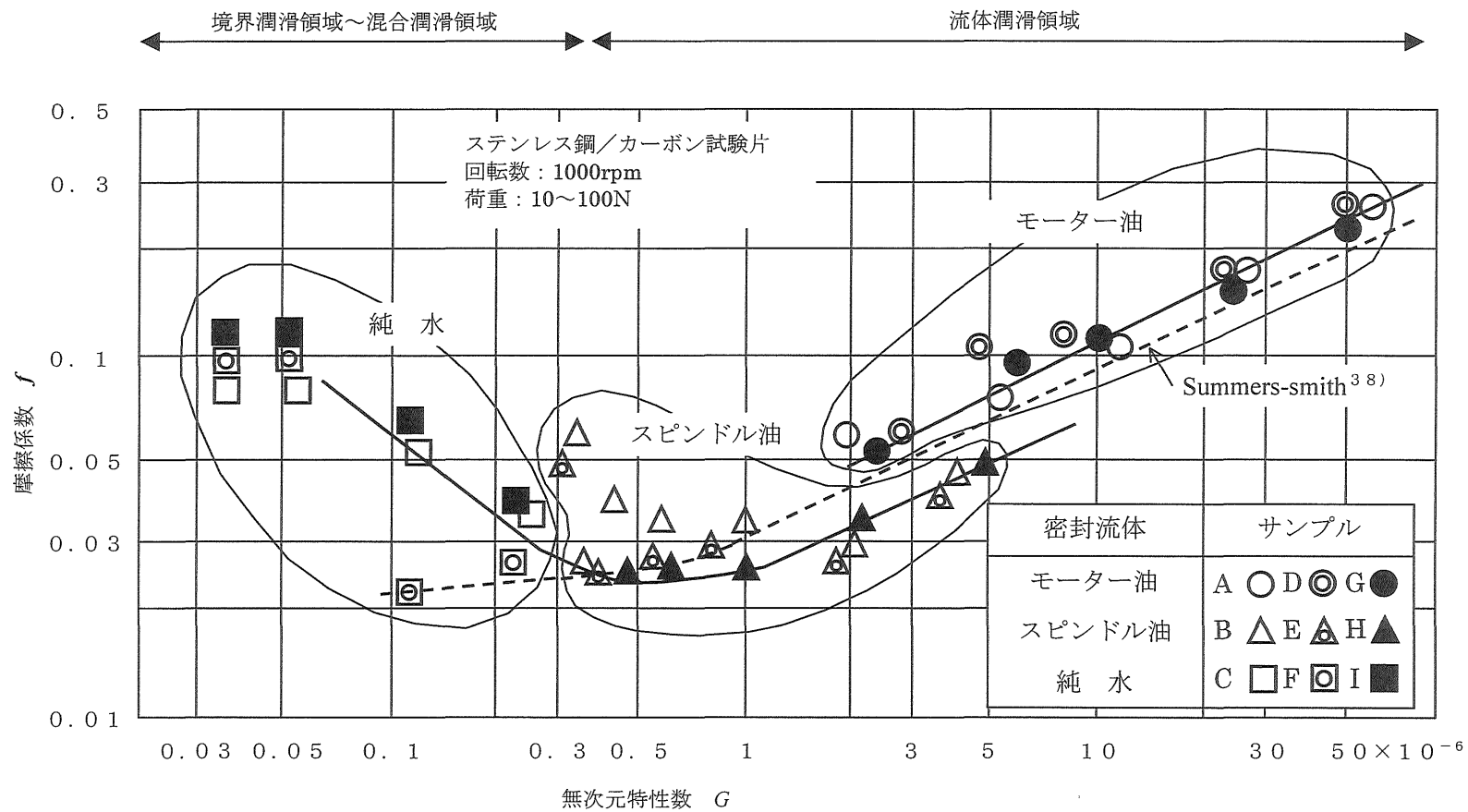


図1・6 潤滑状態とストライベック曲線の模式図³²⁾



※ サンプルA～Iは金属試験片うねりによる

図1・7 メカニカルシールのストライベック曲線の測定例³⁵⁾

ク曲線は次式で示された.

$$\Psi = f \cdot G^{-n} \quad (1-2)$$

ここで,

Ψ : ストライベック曲線の定数

f : 摩擦係数

G : 無次元特性数

n : ストライベック曲線の傾き (1/2~1/3 といわれている)

である.

次に無次元特性数 G は次式で定義された.

$$G = \mu U a_0 / W \quad (1-3)$$

ここで,

μ : しゅう動面間の流体の粘性係数

U : 周速

a_0 : しゅう動面幅

W : 荷重

である.

そして、漏れと密封の限界条件は次のように示された.

$$\Psi > \Psi_c: \text{密封} \quad (1-4)$$

$$\Psi < \Psi_c: \text{漏れ} \quad (1-5)$$

Ψ_c によるストライベック曲線は密封限界線と呼ばれ、その位置はメカニカルシールしゅう動材の材質、しゅう動面の性状などの影響を受ける。メカニカルシール試験における密封限界線の測定例を図1・8に示す³⁵⁾。ここに示すストライベック曲線は荷重を変更して測定した摩擦係数 f により作成された。これらの結果より、すべての試験片で右上がりの流体潤滑領域にあること、金属試験片のうねりが大きいほど縦軸の切片の値すなわち Ψ 値が低下すること、 Ψ 値 100 が密封限界 (Ψ_c) となることが判った。つまり、流体潤滑状態に

においても密封可能でありその密封条件は表面性状の一つであるうねりの影響を受けるといえる。

次に、メカニカルシールを流体潤滑状態で運転する必要性について示す。図1・9に示すメカニカルシール試験はしゅう動材材質、周速、面圧、流体の粘性係数による軟質側しゅう動材の摩耗速度への影響を検討したものである³⁾⁷⁾。この結果より、無次元特性数 G が小さい混合潤滑～境界潤滑領域における摩耗速度が流体潤滑状態の値に対し大幅に増大していることが判る。また、図1・10に示すメカニカルシール試験は荷重による摩擦係数 f 、しゅう動面温度への影響を検討したものである¹⁾⁴⁾。この結果より、無次元特性数 G の小さい混合潤滑～境界潤滑領域における G 値の低下（荷重の増加）に伴うしゅう動面温度の上昇率が流体潤滑状態に比し増大していることが判る。図1・9、図1・10に示した非流体潤滑領域における摩耗速度の増大やしゅう動面温度の上昇率の増大はしゅう動材の損傷を促進しメカニカルシールの寿命を短縮する原因となるため、その長寿命化には流体潤滑状態で運転することが必要となる^{1)4) 3)4) 3)5) 3)7) -4)3)}。

本節で触れたメカニカルシールの流体潤滑発生機構については1-5-2、また密封の理論については1-5-3でそれぞれ説明する。

1-5-2 メカニカルシール流体潤滑発生機構（動圧発生機構）

通常メカニカルシールはシール流体圧力とスプリング力によりしゅう動面同士を接触させることでシール流体を密封するように設計されており、理想的にはそのしゅう動面同士は平行平板であり流体潤滑膜は形成されない⁴⁾⁴⁾。つまりメカニカルシールの設計においては流体潤滑領域での運転は考慮されていない。

しかし、実際には1-5-1で述べたようにメカニカルシールは流体潤滑状態で運転されている。また、流体潤滑状態での運転がメカニカルシールの寿命延長に多大な効果を及ぼしていることから、流体潤滑状態の発生要因が種々検討されてきた。従来の研究で挙げられた具体的な要因は、製造工程の中で生じたしゅう動面上のうねり^{3)5) 4)5) -5)2)}、微小な突起（粗さ）^{4)4) 5)3) -5)6)}、取り付け誤差（偏心⁵⁾⁷⁾、ウォブリング⁴⁾⁵⁾、振動^{5)8) -6)1)}などである。そして、このうねりなどしゅう動面の性状がすべり軸受の溝と同様に動圧を発生させ、動圧がしゅう動材同士を引き離す力（負荷容量）、つまり流体潤滑膜がしゅう動面を支持する力になるとしている。しゅう動面間の力の釣り合い式（1-1）において、このしゅう動面性状による負荷容量は、その他の力 F_{rst} に含まれる。固体接触による影響が

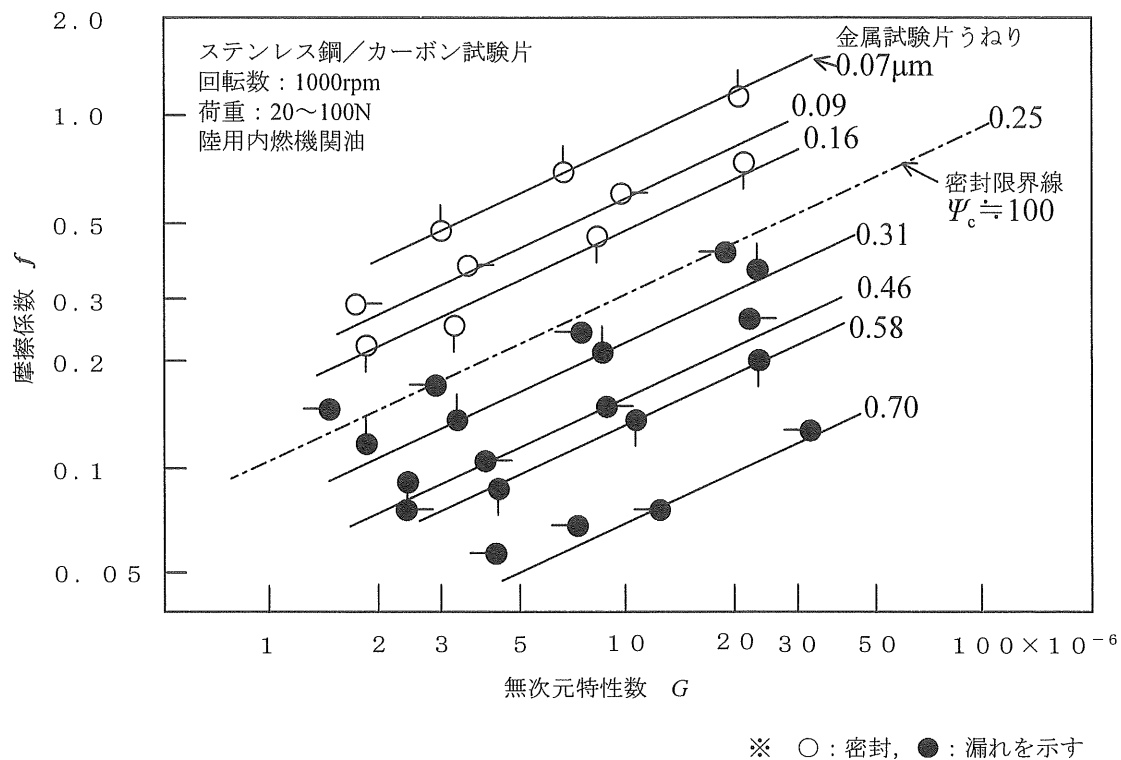


図1・8 メカニカルシールの密封限界³⁵⁾

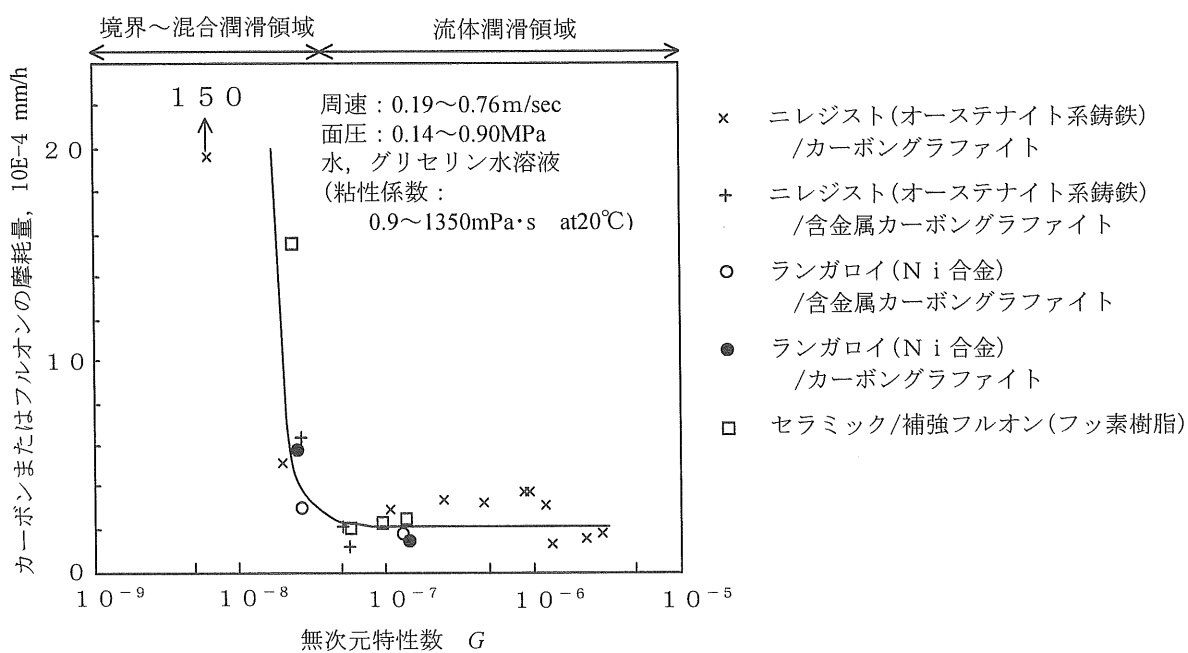


図1・9 無次元特性数と摩耗の関係³⁷⁾

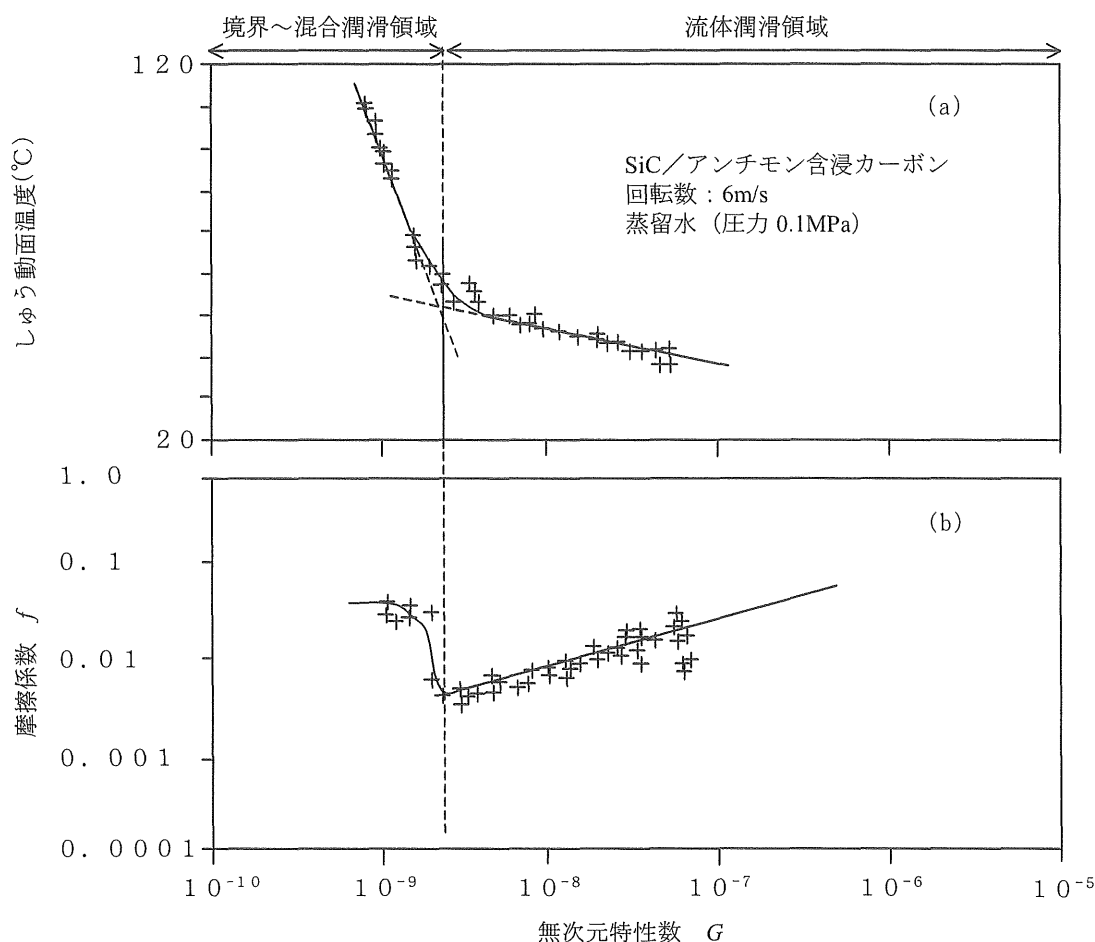


図1・10 ストリベック曲線としゅう動面温度の関係¹⁴⁾

全くなくなり、負荷容量の値がその他の力 F_{rest} と等しくなった場合、しゅう動面間の荷重はすべて流体潤滑膜により支持された状態つまり流体潤滑状態となる。

1-5-3 メカニカルシールの密封理論

メカニカルシールしゅう動面間では前述のように種々の要因により流体潤滑状態となることが多くの報告により明らかにされている。すなわち、メカニカルシールは、連続した流体潤滑膜の存在下においてこそ密封機能を維持していると考えられる。現在における密封理論をまとめると表1・6のようになる^{7) 38) 49) 54) 57) 62) -88)}。

これらメカニカルシールの密封理論に関する学説は、この連続流体膜を何らかの作用により分断することに基礎をおくものと、連続膜の存在を容認し、静圧差（密封流体圧）に

表1・6 密封理論のまとめ⁶²⁾⁶³⁾

密 封 原 理	学 説	説 明
連続流体膜の分断	(1) 直接接触説 ^{7) 64)} (2) 境界潤滑説 ^{7) 64)} (3) 2相流説 ^{65) 66)}	密封面の直接接触による漏洩阻止 密封面に形成される吸着膜による漏洩阻止 密封面に存在するうねりの広がり隙間部や微小突起後流部に発生する負圧によってもたらされるキャビテーションや外部からの空気の吸い込み（エアレーション）が原因で発生する気相による連続流体膜の分断に起因する漏洩防止
密封流体圧に抗する圧力の存在	(1) 表面張力説 ^{38) 67) 68) 69)} (2) ポンピング作用説 ①逆ねじ作用 ⁷⁰⁾ ②キャビテーション、エアレーションの発生 ^{54) 64) 72) -80)} (3) 軸偏心の影響 ^{57) 81)} (4) 振動の影響 ^{49) 82) 83)} (5) 密封流体の圧縮性 ^{84) 85)} (6) 密封流体の非ニュートン性 ^{86) 87)} (7) 密封流体の遠心力 ⁸⁸⁾	密封面間メニスカス部の表面張力による漏洩防止 密封面に存在する周方向にある角度もって存在する加工溝、摩擦による密封面の変形によって誘起される逆ねじ作用に起因する漏洩阻止。 キャビテーション、エアレーションの発生に起因する半径方向圧力分布の非対称性によって誘起される半径方向流れによる漏洩阻止 静止リングに対する回転リングの偏心に起因するポンピング作用による漏洩阻止。 密封面の軸方向振動変位と発生した圧力変動との位相差に起因するポンピング作用による漏洩阻止。ポンピングの方向は振動数比によって規定される。 端面の傾斜，うねりに起因するすきま変動が流体の圧縮性とも関連して密封面内圧力分布に非対称性をもたらす，これが求心流を誘起させ，外周方向への漏洩を阻止する。 ワイゼンベルグ効果による求心流に起因する外周方向への漏洩阻止。 遠心力の逆流作用による漏洩阻止

起因する漏れを阻止する機能を導入することに基づくものの2つに大別されている^{6 2)}。

また、これらの学説は、流体潤滑発生機構と同様に製造工程で生じるしゅう動面のうねり、粗さ、取り付け誤差などに影響を受けると考えるものが大半を占めていることが判る。メカニカルシールの実際のうねり、粗さ、取り付け誤差などはミクロン (10^{-6}m) 以下のオーダーで製造時に制御されているものではない。また、その制御も困難であり、潤滑状態と密封性の最適化など実用的に有効利用された例はほとんどみあたらない。このため、設計時より潤滑状態、密封性をコントロール可能な方法の開発が望まれる。

1-5-4 メカニカルシールへのディンプルしゅう動材の適用

流体潤滑領域でのしゅう動を長期に亘って維持継続する方法としてしゅう動面にその要因を意図的に持たせることが考えられる。その方法として本研究のテーマとなるしゅう動面に形状、配列、比率、方向性などを制御したくぼみ（ディンプル）を形成させることが挙げられるが、その系統立った研究例は少ない。以下にディンプルに関する「流体潤滑発生機構（動圧発生機構）」、「密封理論」、「メカニカルシールなどの実用的用途への適用検討」に関する研究成果についてまとめる。

流体潤滑発生機構（動圧発生機構）に関しては I.Etsion, L.Burstein の理論的研究がみられるのみである^{8 9)}。I.Etsion らはしゅう動面の気孔を半球とした場合についてレイノルズ方程式を適用して気孔により発生する動圧を解析した。この結果、気孔も他のしゅう動面の性状と同様に流体潤滑発生要因となることを明らかにした。

直接的に密封理論を論じた報告はないが、J.N.Anno, J.A.Walowit, C.M.Allen がしゅう動時に微小なくぼみの底にキャビテーションの発生がみられたと報告している^{5 5)}。しかし、その形態などは不明である。キャビテーションは1-5-3で述べたように流体連続膜の分断による漏れを阻止するといわれている。

上述以外のしゅう動面のくぼみに関する研究はメカニカルシールなどの実用的用途への適用検討が主体である。R.W.Lashway はメカニカルシール試験機によるしゅう動試験により緻密質 SiC に比較し気孔分散質 SiC の潤滑性が向上すると報告した^{1 7)}。しかし、気孔形状、実験結果に関する詳しい考察・解析などは示されていない。S.C.Less, J.W.Macbeth は気孔分散質 SiC しゅう動材の使用により自動車冷却水ポンプ用メカニカルシールしゅう動面への堆積による漏れを防止できることを示した^{9 0)}。R.Divakar^{2 4)} と H.Knoch, M.Fundus^{2 6)}, H.Knoch, M.Fundus, J.Grein^{2 7)} は、それぞれメカニカルシールへの気孔分散質

SiC の適用により，摩擦係数，摩耗量，消費電力，しゅう動面温度などを低減できることを示した．また，I.Etsion, G.Halperin, Y.Greenberg は，メカニカルシール用ディンプルしゅう動材により耐焼き付き性が向上すること，これに対する気孔深さの影響をあきらかにした^{29) 91) 92)}．メカニカルシール以外では，すべり軸受においてディンプルしゅう動材の研究が報告されており，赤松・吉田・国枝⁹³⁾，赤松^{94) 95)}，日比・赤松⁹⁶⁾ はすべり軸受表面にくぼみを形成することにより潤滑性が向上し，すべり軸受の寿命が延びることを報告した．王・加藤・足立・会沢³⁰⁾ はディンプルにより SiC しゅう動材の限界荷重が向上することを報告した．また，石橋・寺崎¹⁸⁾，西村・石橋⁹⁷⁾ は気孔を有する超硬合金をしゅう動材として評価し潤滑性が向上することを報告した．この超硬合金のしゅう動面の状態は1－4節に示したが，メカニカルシールしゅう動材用としても使用されている．

1－6 本研究の目的，意義，内容

本節では，従来の研究における問題点，本研究の目的，意義を明らかにする．そして，本研究の目的を達成するため問題点をどのような方法で解明しようとするのかについて本論文の内容の概略で説明する．

1－6－1 ディンプルしゅう動材に関する研究の問題点と目的

多孔質金属製自己潤滑軸受は開発されてから理論的，実験的に種々検討されてきた¹⁵⁾．しかし，自己潤滑軸受の気孔は連続しており本研究で取り扱う独立気孔およびディンプルとは形態が異なっており，連続気孔の理論，実験結果を独立気孔およびディンプルに適用することは出来ないと考える．

独立気孔を含有した気孔分散材の研究は1－5－4節で説明したように実用的用途への適用検討が主体となっており，理論的な検討例，系統立った実験例は少なく，気孔の形状，配列，比率，方向性などの潤滑性，密封性に対する影響は不明である．これは，従来の研究で主に使用された気孔分散材では，しゅう動面と交差した気孔によるくぼみの形状が不均一でその形状制御は困難なことに起因していると思われる．

また，ディンプルしゅう動材に関する研究では，ディンプル形状，配列，比率，方向性の潤滑性，密封性に対する影響の報告は少なく部分的である．

そこで本研究の目的は形状を制御したディンプルの形状，配列，比率，方向性などによる密封性，潤滑性を含んだシール特性への影響，なかでもディンプルによる流体潤滑膜の

発生とその厚みへの影響をしゅう動試験，数値解析により明らかにすることとした。そして，本研究により得られた知見で気孔分散材の気孔形状最適化，さらに高負荷対応，長寿命，高信頼性を有するディンプルしゅう動材の設計手法の確立を目指す。

1-6-2 ディンプルしゅう動材に関する研究の意義

メカニカルシールの歴史からシール端面におけるしゅう動材の変遷がその性能向上に大きな影響を及ぼすことが知られてきており，メカニカルシールの性能の向上はしゅう動材の開発に依存しているといっても過言ではない。SiC，超硬合金は現在最も高負荷で過酷な条件において使用されるメカニカルシールしゅう動材であるが，最近これらに独立した気孔を分散保有させることで潤滑性が付与されさらに高負荷への適用が可能になることが報告された。しかしながら，実際に市販されている気孔分散材の気孔形状，配列，比率などの種類は少なく，それらの気孔分散材が全てのしゅう動条件に対応しているか不明である。

そこでしゅう動面上の形状が制御されたディンプルにより気孔分散材を模擬したモデル材料を用いてしゅう動試験，数値解析を実施し，気孔によるくぼみの形状の潤滑性に対する影響を明らかにすることで，最適な気孔形状の指針を得ることを目的の一つとした。これはしゅう動材メーカー，メカニカルシールメーカー，それらのユーザーなど産業界の要望にこたえる重要な事項といえる。また，本研究で得られた知見によりディンプル形状を最適化し既存の気孔分散材よりもさらに高負荷対応，高信頼性，長寿命のしゅう動材の設計手法を確立することはメカニカルシールのさらなる性能向上を望む産業界の要請の一部にこたえるきわめて重要なことがらでもある。そして，ディンプルしゅう動材の潤滑性，密封性などへの影響，なかでもディンプルによる流体潤滑膜への影響に関するメカニズムを明らかにすることはメカニカルシールのシール特性の究明にかかわり学術的に極めて有意義であると考ええる。

1-6-3 本論文の内容

第2章ではまず本研究に用いた試験片，試験流体，試験条件，試験機，計測器，ディンプルのシール流体への影響をシミュレーションする数値解析方法について説明する．第3章ではディンプルによる潤滑性・密封性のメカニズム解明のため，ディンプル周辺のシール流体の挙動を透明なしゅう動材を介して観察し，この観察結果と数値解析結果を比較する．第4章では等方性（円形）ディンプルの形状・配列などによる潤滑性への影響の解明のため，油潤滑下のしゅう動試験を行ない，この結果と数値解析結果を比較する．ここでは気孔分散材に相当するディンプル試験片も作成し，気孔直径の影響を検討する．第5章では異方性ディンプルの形状・方向性などによる潤滑性への影響の解明のため，油潤滑下のしゅう動試験を行ない，この結果と数値解析結果を比較する．しゅう動面の粗さの方向性は流体潤滑膜厚みに多大な影響を及ぼすことが報告されている^{98) 99) 100)}．このため，矩形ディンプルに方向性を持たせることで円形ディンプル，気孔分散材よりも低摩擦化の可能性があると考えた．従来の気孔分散材では気孔形状・方向性の制御が困難でこれらの影響を検討した例はない．第4，5章では試験が簡便で多くのパラメーターを変更して試験することが可能な摩擦摩耗試験機を用いディンプル形状などによる潤滑性に対する影響に絞って検討を行っている．第6章ではメカニカルシール試験機を用い，ディンプルの形状などが密封性にどのような影響を及ぼすのかについて検討する．第7章ではディンプル形状でメカニカルシールの重要な機能である漏れ量・流体潤滑の制御を行うことを骨子としたディンプルシールの設計手法を提案する．第8章では本研究の総括を示す．

第2章 研究方法

2-1 緒言

ディンプルの密封性、潤滑性を含んだシール特性への影響を明らかにするため、本研究ではしゅう動試験と数値解析による検討を行った。本研究テーマの一部となるディンプル形状最適化のためにはディンプル近傍の流体圧力などディンプル効果の定量的把握が重要な課題となる。しかし、ディンプルの寸法がミクロンオーダーと微小であることなどの理由によりその流体圧力測定などの実験的なアプローチは困難であると考えられる。このため、有限要素法に代表される数値解析を用いてディンプル近傍の圧力分布などを計算し、ディンプルが流体潤滑膜に与える影響についての定量的検討、考察を試みた。

本研究に用いたしゅう動試験装置は端面型の摩擦摩耗試験機1種類、油用メカニカルシール試験機1種類、水用メカニカルシール試験機1種類の合計3種類とした。また、試験片材質は、硬質材料として緻密質・気孔分散質超硬合金、緻密質・気孔分散質炭化ケイ素、軟質材料として樹脂含浸焼成カーボンを用いた。これらは現在メカニカルシール用しゅう動材として使用されている。また、流体潤滑膜を観察するためのしゅう動材料として透明なパイレックスガラスと加工が容易な SUS420J2 を用いた。有限要素法解析は市販の汎用流体解析プログラム(ANSYS FLOTTRAN)で行った。

本章ではしゅう動試験装置、試験片、有限要素法解析方法などについて説明する。

2-2 しゅう動試験

2-2-1 しゅう動試験の目的

本研究では、摩擦摩耗試験機による摩擦摩耗試験、油用メカニカルシール試験機による油潤滑メカニカルシール試験、水用メカニカルシール試験機による水潤滑メカニカルシール試験を行った。摩擦摩耗試験はディンプルが摩擦係数など摩擦特性に対してどのような影響を及ぼすのかについて注目し検討を行った。油潤滑メカニカルシール試験は流体潤滑下における密封特性への影響を検討した。また、水潤滑メカニカルシール試験は低粘度流体を使用し流体潤滑膜が形成されにくい実機条件における適用検討を行った。

2-2-2 しゅう動試験装置および試験片

2-2-2-1 摩擦摩耗試験機

摩擦摩耗試験装置の外観写真を図2・1，構造図を図2・2，試験片形状を図2・3，図2・4に示す。試験片としてディンプル形状による摩擦係数の影響については図2・3の摩擦摩耗試験片を用い，流体潤滑膜の直接観察については図2・4の流体潤滑膜観察用試験片を用いた。流体潤滑膜観察用試験片は回転側試験片として市販のパイレックスガラス製オプチカルフラットを加工して用い，静止側試験片として超硬合金などの硬質材に比較し加工が容易な SUS420J2 を用いた。摩擦摩耗用，流体潤滑膜観察用共に試験片は試験流体に浸漬されており，その内外周は試験流体に接触させた。下側にある静止側試験片はベアリングによりフリーに保持された液槽，静止軸などと一体化されており，上側の回転側試験片による摩擦力で回転可能な構造とした。荷重は静止軸より加えた。静止軸に取り付けられたカンチレバーを介してロードセル（最大容量 49 N）によりしゅう動トルクを検出した。上側の回転側試験片はモーターにより駆動される回転軸に直結させ，インバーターにより回転数の制御を行った。しゅう動面近傍温度は静止側試験片のしゅう動面直下 1mm の位置まであけられた $\phi 2$ の穴に熱電対（JIS-TYPE-K）を挿入後，接着・固定して測定した。試験流体温度は，試験流体中に熱電対（JIS-TYPE-K）を入れ測定した。試験中の測定項目はしゅう動トルク，しゅう動面近傍温度，試験流体温度とした。

2-2-2-2 油用メカニカルシール試験機

油用メカニカルシール試験機の外観写真を図2・5，構造図を図2・6，試験片形状を図2・7に示す。試験片の外周側は流体，内周側は大気に接触させた。相対的に回転しゅう動する試験片の端面同士で流体を密封（大気側へ漏洩防止）した。本試験機の試験流体は汎用潤滑油とした。ハウジングにレギュレーターを介して窒素ガスボンベを接続し，試験流体を所定圧力に加圧した。右側にある静止側試験片はベアリングによりフリーに保持されたハウジングと一体化されており，左側の回転試験片による摩擦力で回転可能な構造とした。ハウジングに取り付けられたカンチレバーを介してロードセル（最大容量 20 N）によりしゅう動トルクを検出した。左側の回転試験片はモーターにより駆動される回転軸と直結させ，インバーターにより回転数の制御を行った。しゅう動面近傍温度は静止側試験片のしゅう動面直下 1 mm の位置まであけられた $\phi 2$ の穴に熱電対（JIS-TYPE-K）を挿入後，接着・固定して測定した。試験流体温度は，試験流体中に熱電対（JIS-TYPE-K）を

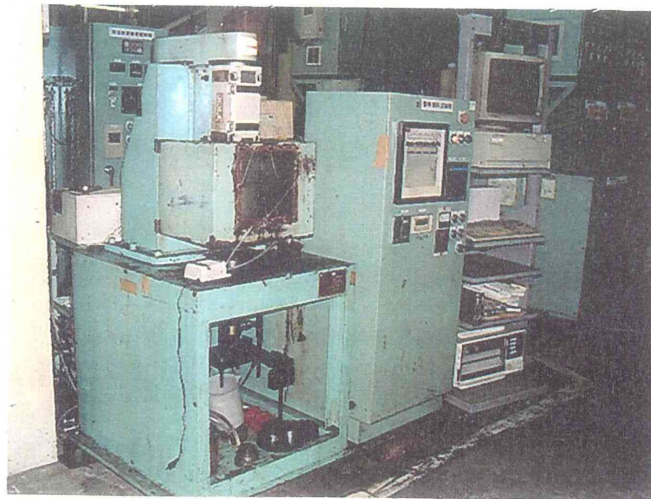


図2・1 摩擦摩耗試験機外観写真

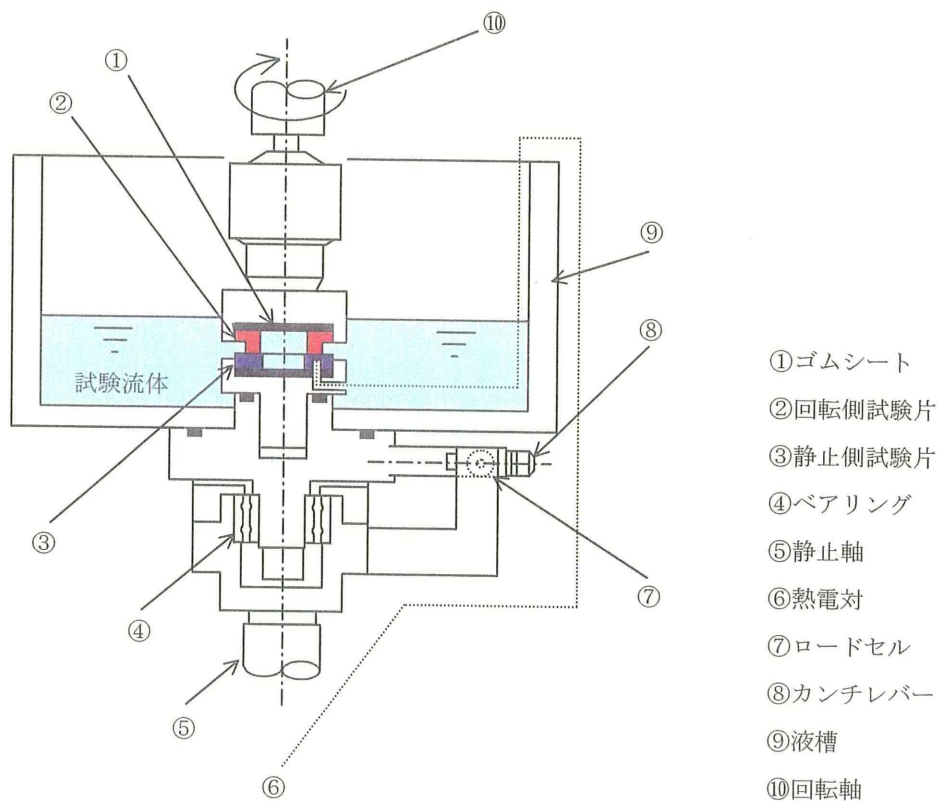


図2・2 摩擦摩耗試験機構造図

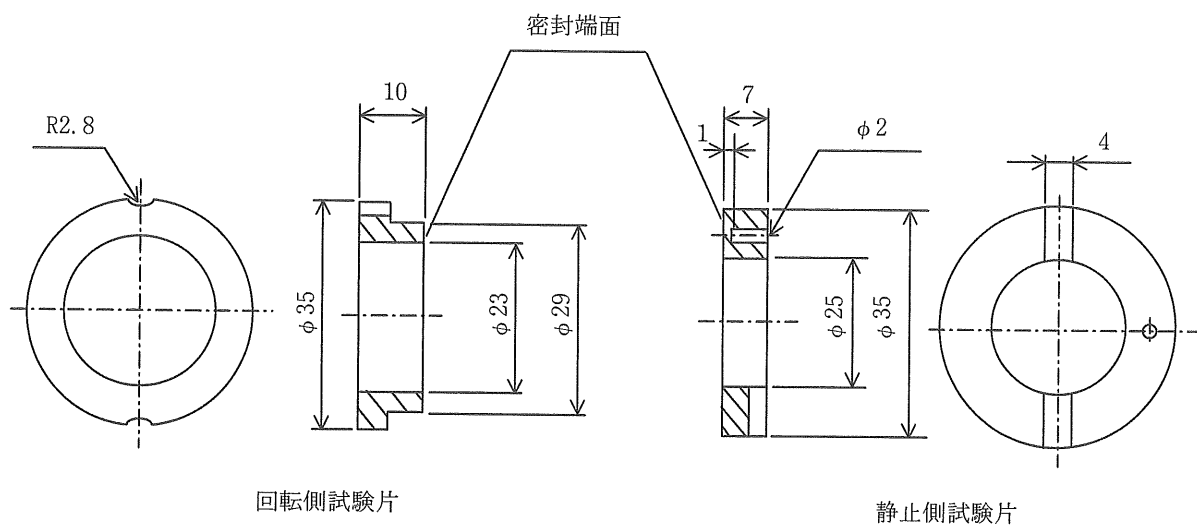


図2・3 摩擦摩耗試験片形状

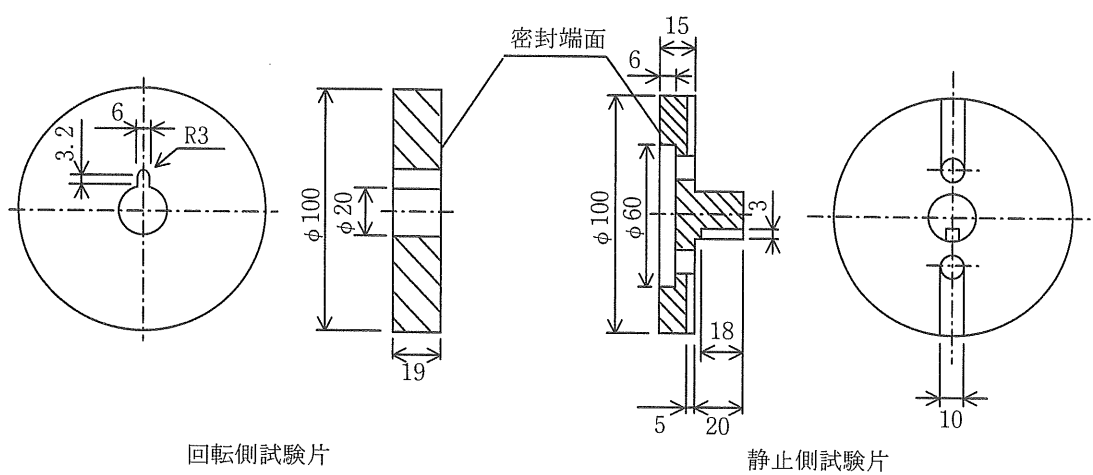


図2・4 流体潤滑膜観察用試験片形状

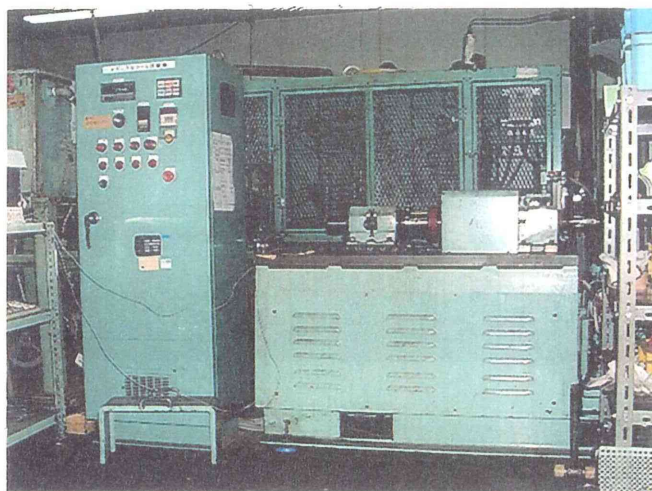


図2・5 油用メカニカルシール試験機外観写真

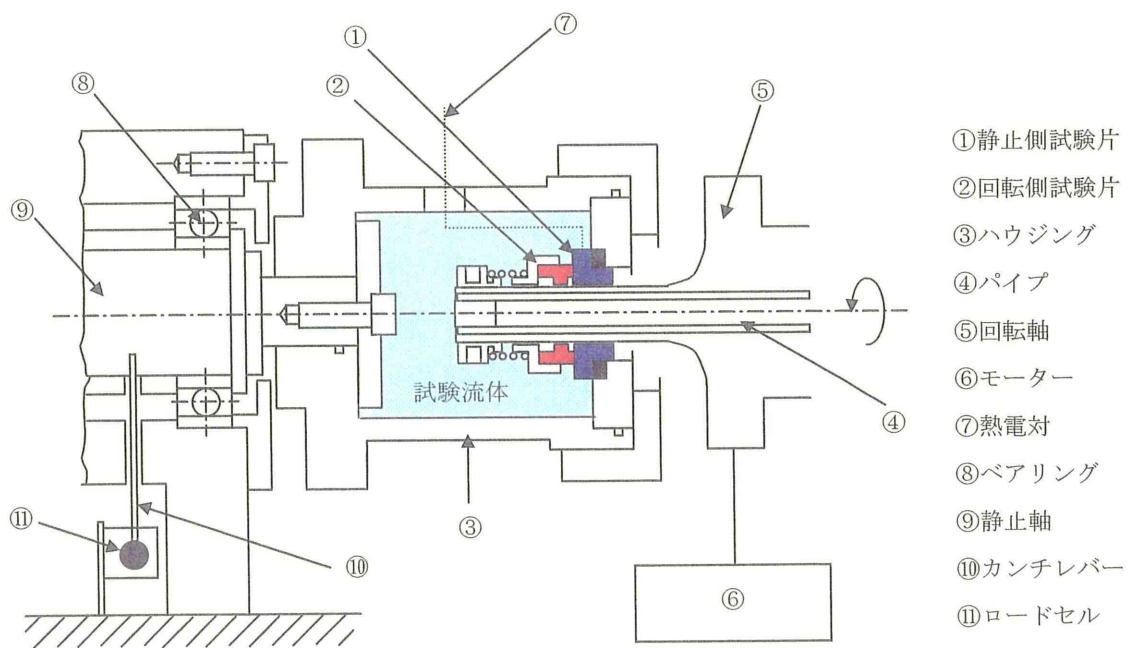


図2・6 油用メカニカルシール試験機構造図

入れ測定した。試験中の測定項目はしゅう動トルク，しゅう動面近傍温度，試験流体温度とした。本試験機の形式は内流・アンバランス形であり，試験流体（密封流体）の圧力増加によりしゅう動面への押し付け圧力が増加する。

2-2-2-3 水用メカニカルシール試験機

水用メカニカルシール試験機の外観写真を図2・8，構造図を図2・9，試験片形状を図2・10に示す。試験片の外周側は流体，内周側は大気に接触させた。相対的に回転しゅう動する試験片の端面同士で流体を密封（大気側へ漏洩防止）した。本試験機の試験流体は市水とした。流体は水ユニットにより一定温度に制御され，図中の IN，OUT を通って循環させた。回転軸には速度可変のモーターと回転軸のねじれ角によりトルクが計測できる市販のトルク計を直結させた。ベアリングなどのトルクは予め測定し，この値をしゅう動試験時のトルク測定値から差し引いた値を試験におけるしゅう動トルク値とした。しゅう動面近傍温度は静止側試験片のしゅう動面より 1 mm の位置の大気側に取り付けた熱電対（JIS-TYPE-K）で測定した。本試験機の形式は内流・アンバランス形であり，試験流体（密封流体）の圧力増加によりしゅう動面の押し付け圧力が増加する。

2-3 試験片の材質

本論文で使用した試験片素材の物性を表2・1に示す。図2・11に気孔分散質炭化ケイ素 B₅₈ と樹脂含浸焼成カーボンのしゅう動面の光学顕微鏡写真を示す。その他の材質の組織写真は第1章の図1・5に示した。なお，気孔分散質炭化ケイ素（B₂₂：昭和電工社製 ショーセラム C ポーラスグレード，B₅₈：カーボラングラム社製 Hexoloy SP），気孔分散質超硬合金（日本タングステン社製 PD-G2），緻密質炭化ケイ素（日立化成社製 HXL），緻密質超硬合金（日本タングステン社製 G2），樹脂含浸焼成カーボン（イーグル工業社製 NC-11Bi）は市販品である。表2・1において気孔面積比率は本研究に使用した試験片についての値である。この気孔面積比率は光学顕微鏡写真による気孔直径および個数の測定結果より算出した。

2-4 試験流体の性質

試験流体とした汎用潤滑油の性質を表2・2，市水の性質を表2・3¹⁰⁾¹⁾に示す。また，試験時の汎用潤滑油の粘性係数は試験片のしゅう動面近傍温度より次に示すワルサーの式（ASTM D 341-77）で補正した¹⁾。

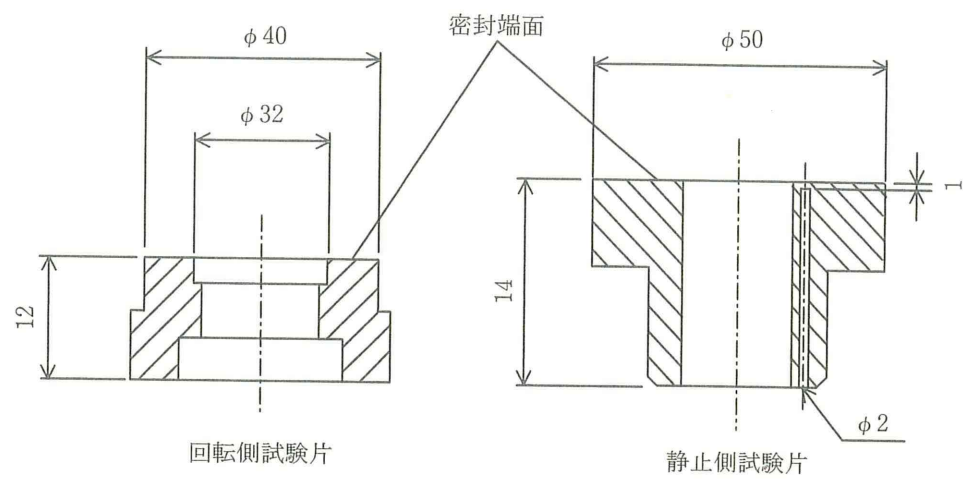


図2・7 油用メカニカルシール試験片形状

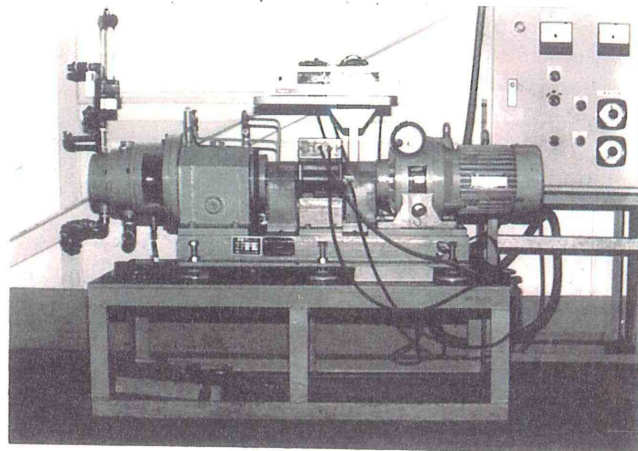


図2・8 水用メカニカルシール試験機外観写真

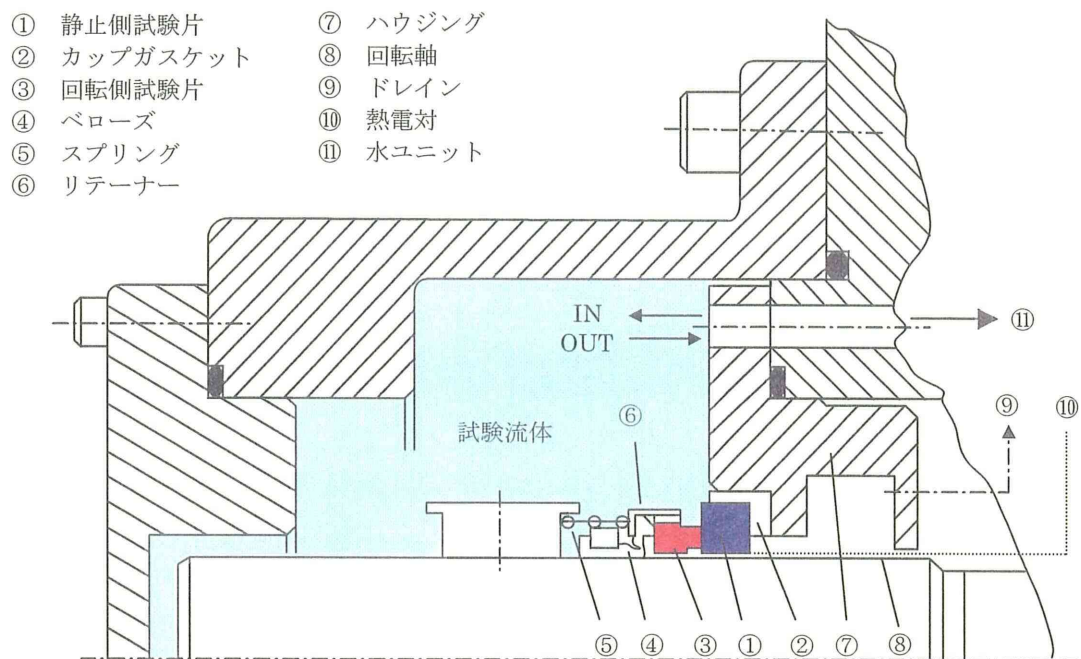


図2・9 水用メカニカルシール試験機構造図

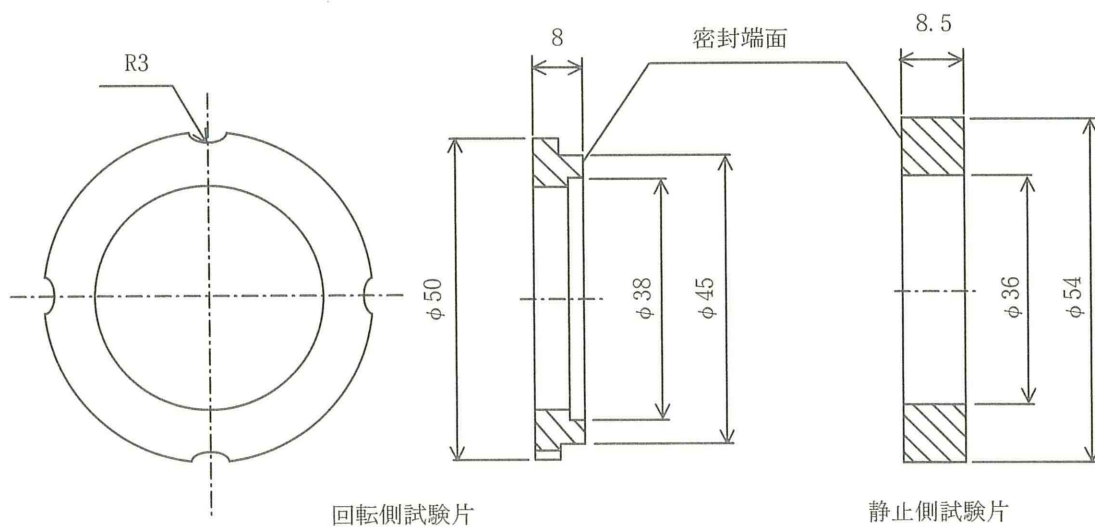
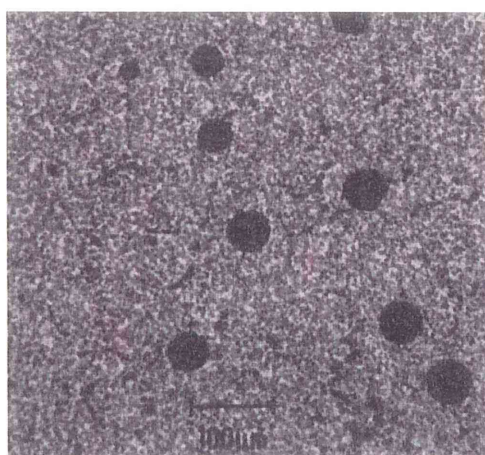


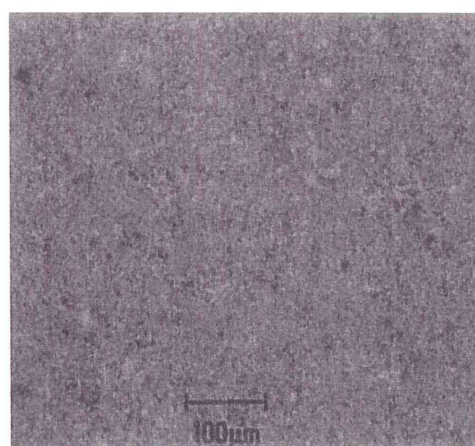
図2・10 水用メカニカルシール試験片形状

表2・1 試験片素材の物性

材質	気孔 直径, μm	見かけ 比重	硬度 H_V : ビッカース H_S : ショア H_R : ロックウェル	熱伝導 率, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$	気孔率 , %	気孔面積 比率, % <small>※試験供試品</small>
緻密質炭化ケイ素	—	3.14	H_V : 2400	75.0	≈ 2	—
気孔分散質 炭化ケイ素 B_{22}	22	3.02	H_V : 2420	121	5~10	≈ 8
気孔分散質 炭化ケイ素 B_{58}	58	2.99	H_V : 2430	118	5~10	≈ 8
緻密質 Co バインダ 超硬合金	—	14.9	H_{RC} : 92	95	≈ 0	—
気孔分散質 Co バインダ 超硬合金	11	12.8	H_{RA} : 80	—	9~19	≈ 9
樹脂含浸焼成 カーボン	—	1.81	H_S : 100	5.81	≈ 2	—



(a) 気孔分散室炭化珪素セラミックス B_{58}
(気孔径 $58\mu\text{m}$)



(b) 樹脂含浸焼成カーボン

図2・11 しゅう動材の光学顕微鏡写真

$$\log \log (\nu + 0.7) = C_1 - C_2 \log T \quad (2-1)$$

ここで,

ν : 動粘性係数 ($\nu = \mu / \rho$)

ρ : 密度

T : 絶対温度

C_1, C_2 : 潤滑油による定数

とした.

市水の粘性係数の温度依存性は各温度のデータを内挿し求めた.

2-5 計測機

粗さ計はタリサーフ 6 (テーラーホブソン社製) を使用した. 平坦度はヘリウムライトによりオプチカルフラットで計測した. デンプル形状の計測には 3 次元レーザー形状測定機 (キーエンス社製 LT-8010) を使用した.

2-6 デンプルの作製方法とデンプル形状

デンプルの作製方法としてはサンドブラストを利用した方法^{102) - 104)}, 固体金属との反応を利用した方法^{105) - 107)}, 化学エッチングを利用した方法^{55), 108)} がある. フォトレジストを用いたサンドブラストによるセラミックスの表面加工方法は他の研究者^{102) - 104)} によっても高い精度で表面加工が可能であったことが報告されており, その精度が保証されているため本研究に用いた. その手順は次の通りとした. ①サンドブラスト用フォトレジストフィルムを所定のポジフィルムを用いてハロゲンランプにより感光させる. この際, 感光した部分は現像液に不溶となる. ②次にスプレーにて現像液をフォトレジストフィルムに吹きかけると, 感光した部分だけが残し, 非感光部は貫通孔となる. ③この所定形状に現像したフォトレジストフィルムをデンプル加工面への貼付する. ④貼付した状態の試験片に対して所定条件でのサンドブラストを行う. ⑤ブラスト後, フォトレジスト, ブラスト砥粒を除去する. 本研究におけるサンドブラスト法によるデンプル加工例の 3 次元形状測定結果を図 2・12 に示す. このデンプルは直径 50 μm , 深さ 6 μm の等方性 (円形) デンプルである. なお, ブラスト加工はデンプル以外の表面の粗さ, 平坦度には影響を与えなかった.

表2・2 試験流体の性質
(汎用潤滑油)

種類	動粘性係数 , mm^2/s		比重 (15/4°C)
	40°C	100°C	
VG220	220.0	20.3	0.8975
VG10	10.0	2.6	0.8679
VG220	2.0	1.0	0.8750

表2・3 試験流体の性質¹⁰¹⁾
(市水)

温度, K	290	300	310	320	330	340	350	360	370
動粘性係数, mm^2/s	1.09	0.857	0.698	0.583	0.497	0.431	0.379	0.338	0.304
比重, g/cm^3	0.999	0.997	0.993	0.989	0.985	0.979	0.974	0.967	0.960

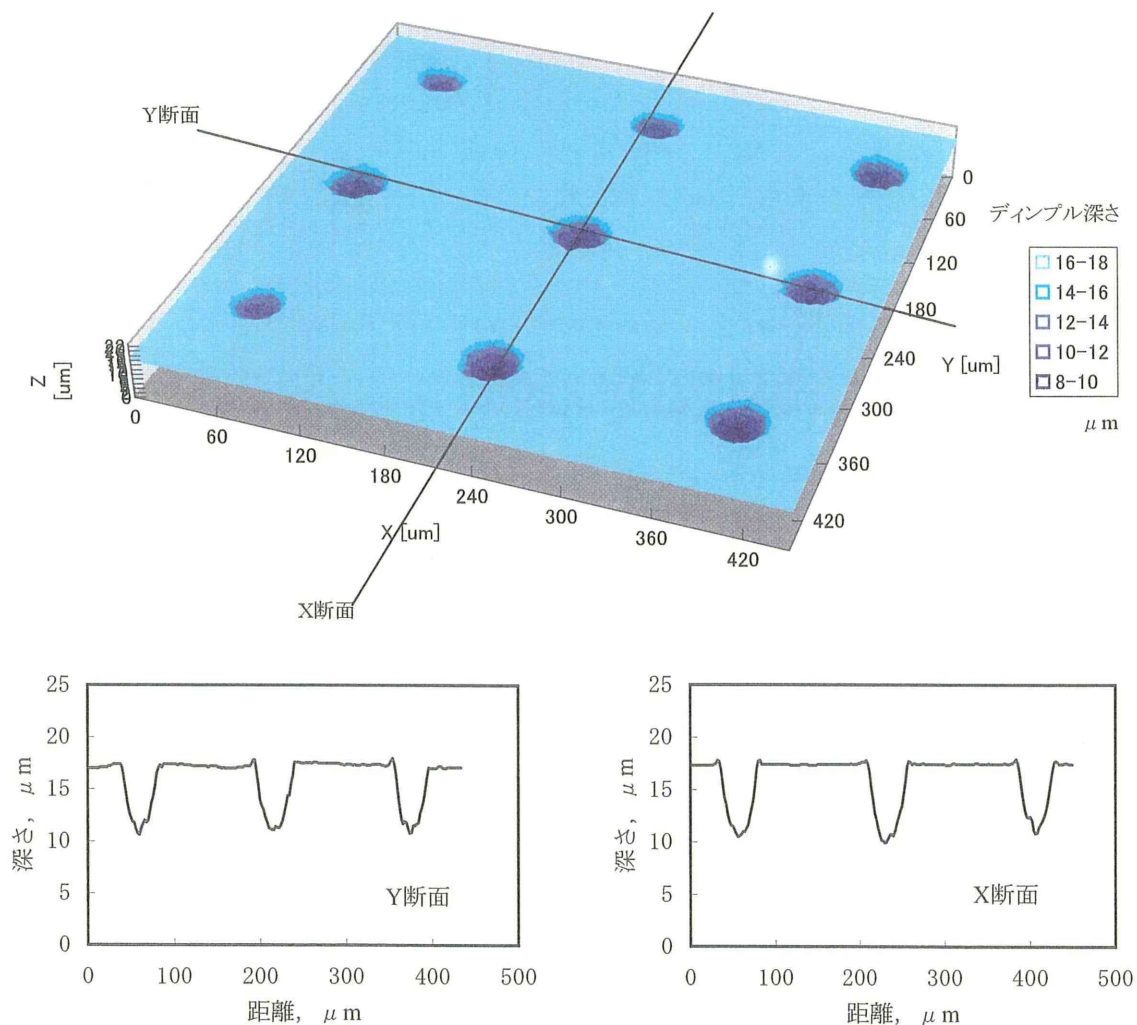


図2・12 ディンプル加工例の3次元形状測定結果

2-7 数値解析

2-7-1 緒言

ディンプルが流体潤滑膜に与える影響を流体力学的に検討することはディンプルしゅう動材の研究において極めて重要となる。例えば、ディンプル形状の最適化、潤滑性向上のメカニズム解明にはディンプル形状による流体圧力、負荷容量、摩擦係数 f などへの影響を定量的に検討する必要がある。

このひとつの方法としてしゅう動試験による方法が挙げられる。この方法では、しゅう動試験により実際に種々のディンプルにより流体圧力などの測定を行いディンプル形状による影響を解明していくことが考えられる。しかし、ディンプルの寸法がミクロンオーダーと微小であること、試験片が高速回転すること、潤滑膜厚みがサブミクロンオーダーと極めて薄いことなどの制約により実際に圧力測定などを行うのは極めて困難である。すなわち、しゅう動試験による流体力学的検討は難しいと判断される。

もうひとつの方法として流体解析の適用による圧力分布などの推定が挙げられる。この方法では、ディンプル周辺の流体をモデル化し圧力分布などの算出を行っていくことが考えられる。ディンプルの流体解析にはその平面形状・断面形状ともに多大な影響を及ぼすと考えられるので3次元でのモデル化が必要となる。潤滑問題において、過去に粗さ・ディンプルなどの微少な表面性状による3次元の理論解析が行われた例としてはJ.N.Annoらによる円筒状突起による解析^{53), 54)}、I.Etsionらによる半球状くぼみによる理論解析⁸⁹⁾がみられる。これらは理論解を求めるため実際の粗さ形状などを単純化し計算しており、より現実に近い複雑形状を有する粗さやディンプルの解析はみられない。これに対して複雑な3次元形状のモデル化が可能な数値解析方法として有限要素法が挙げられる。有限要素法は1950年代に構造解析用に開発され、1960年代後半に重みつき残差法を基本とする近似解法との結合により流体力学基礎式の有限要素法による定式化が可能となった¹⁰⁹⁾。近年、レイリーステップ^{110) - 112)}・スパイラル¹¹³⁾・ヘリングボーン^{114) - 117)}などの溝付きの軸受の潤滑問題^{118) - 119)}への適用が行われてきているが、粗さ・ディンプルなどの微少な表面性状による影響を解析した例はみあたらない。そこで、本研究では市販の汎用流体解析用有限要素法プログラム ANSYS FLOTRAN をディンプルの流体解析に適用し、ディンプルの平面形状・断面形状による流体圧力などへの影響を3次元モデルを用い検討した。

2-7-2 粘性流体の基礎式

粘性流体の基礎式であるナビア・ストークスの方程式は以下のように表される¹⁰⁹⁾。

$$\rho \frac{Dv_i}{Dt} = \rho F_{0i} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial v_k}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\mu \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) \quad (2-2)$$

ここで、

v ：流体速度

t ：時間

F_0 ：流体の単位質量当たりの外力

P ：圧力

μ ：粘性係数

λ ：第2粘性係数

とした。

非圧縮性流体の場合、流体の連続の式は以下のようになる¹⁰⁹⁾。

$$\frac{\partial v_k}{\partial x_k} = 0 \quad (2-3)$$

この式は、考えている流体中に湧き出しや吸い込みなどがない場合には単位体積に流入・流出する質量の収支が0となることを示している。式(2-3)を式(2-2)に代入すると、次に示す非圧縮性流体のナビア・ストークスの式(2-4)が得られる。この式は粘性流体の運動方程式として広く一般に使用されている¹⁰⁹⁾。

$$\rho \frac{Dv_i}{Dt} \equiv \rho \left(\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right) = \rho F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_k \partial x_k} \quad (2-4)$$

なお、ナビア・ストークス式は流体力学において解法の極めて困難とされている非線形偏微分方程式として知られている。ANSYS FLOTTRAN では、重みつき残差法的一种であるガラーキン法によりナビア・ストークスの式を連立の代数方程式へ変換する。この連立の代

数方程式は分割された小さな要素内で誤差を最小にするように繰り返し計算された後、要素を構成する多数の独立点（節点）において解が得られる。すなわち、連続体の物理量が節点に対して離散的に得られることになる。なお、次項でその詳細を述べる。

2-7-3 特性数算出の基礎式

ANSYS FLOTTRAN で得られる主な解は各節点における流体圧力値、固体壁上の摩擦応力値である。これらの値から負荷容量 W_c 、摩擦力 F 、摩擦係数 f などの特性数は以下の式で求めた¹⁾。

負荷容量 W_c はしゅう動方向に平行な固体壁上 ($z=\text{const}$) での積分により算出しており、次の式により表される。

$$W_c = \int_x \int_y P dx dy \quad (2-5)$$

摩擦力 F はしゅう動方向に平行な固体壁上 ($z=\text{const}$) での積分により算出しており、次の式により表される。

$$F = \int_x \int_y \tau dx dy \quad (2-6)$$

ここで、

τ : しゅう動方向の摩擦応力
とした。

なお、 x 軸方向をしゅう動方向、 z 軸方向を油膜厚み方向とすると、しゅう動方向の摩擦応力 τ は次の式により表される。

$$\tau = \mu \frac{\partial v_x}{\partial z} \quad (2-7)$$

ここで、

v_x : x 軸方向（しゅう動方向）の流体速度
とした。

摩擦係数 f は次の式により表される。

$$f = \frac{F}{W} \quad (2-8)$$

ここで、

W ：荷重

とした。

単位面積当りの負荷容量、摩擦力はそれぞれ W'_c ($= W_c / A$)、 F' ($= F / A$) と表記した。ここで、 A ：単位セル面積（積分を行った面積）とした。

2-7-4 有限要素法 (FEM) 解析の仮定と境界条件

ディンプル配列の平面図を図2・13に示す。実際の試験片ではディンプルは同心円状に配列した。ディンプルによる流体への影響について FEM では 3 次元的な検討を行ったが、周方向を x 軸方向、径方向を y 軸方向、ディンプル配列の平面図に垂直方向を z 軸方向と定義した。本節後半の FEM の仮定の説明でも触れるように回転運動を x 軸方向への直線運動に近似して解析を行った。そして、一つのディンプルの周辺を数値解析の対象領域（単位セル）とした。また、実際のディンプル配列では中央部と内外周で周方向間隔に $\pm 10\%$ 程度の差異を生じるが、解析モデルには中央部での間隔の値を用いた。

3 次元的な検討をするにあたり、等方性（円形）ディンプルの断面形状を球形、円錐形、円筒形により近似した形状によりモデル化した。この等方性（円形）ディンプル解析モデルの模式図を図2・14に示す。この図において U ：しゅう動速度、 h^* ：最小油膜厚み、 $h_1 - h^*$ ：ディンプル深さ、 L_r ：径方向（ y 軸方向）間隔、 L_θ ：周方向（ x 軸方向）間隔、 $L_{\theta 1}$ ：周方向（ x 軸方向）のディンプル長さ（直径）とした。等方性（円形）ディンプル面積はディンプル開口部の面積とした。対称性によりディンプルの中央対称軸を境とした半分だけのモデル（1/2 モデル）とした。解析モデルの断面としては台形（円錐形の一部）、円弧（球形）、三角形（円錐形）の3種類の近似形状を用いた。なお、台形状の場合、斜辺の傾きは面積（円形の場合：直径）によらず $\pi/2$ rad など一定とした。 $\pi/2$ rad（直角）の場合、ディンプル部のモデル形状は円筒形となる。

異方性ディンプル解析モデルの模式図を図2・15に示す。この図において U 、 h^* 、

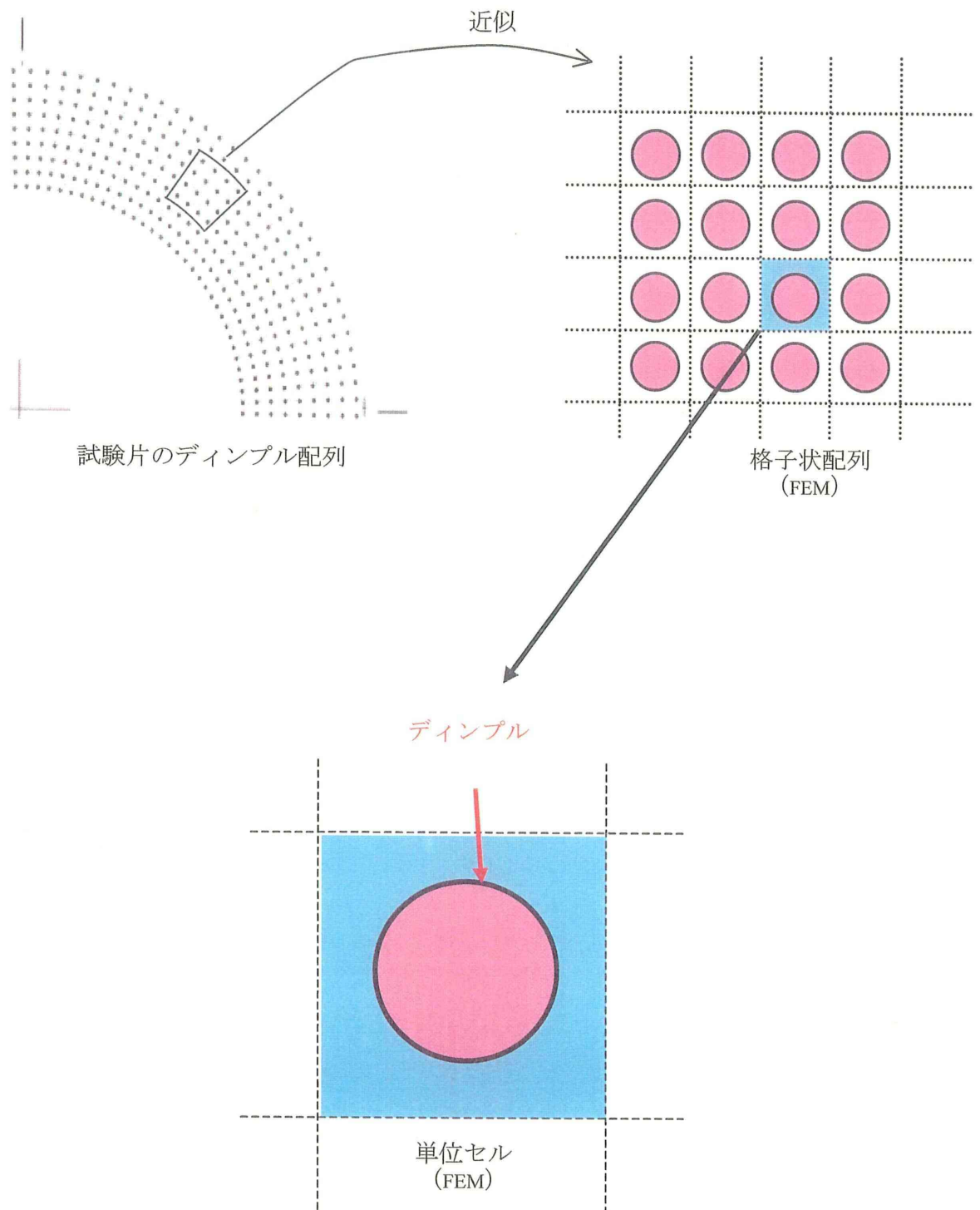


図2・13 ディンプル配列の平面図

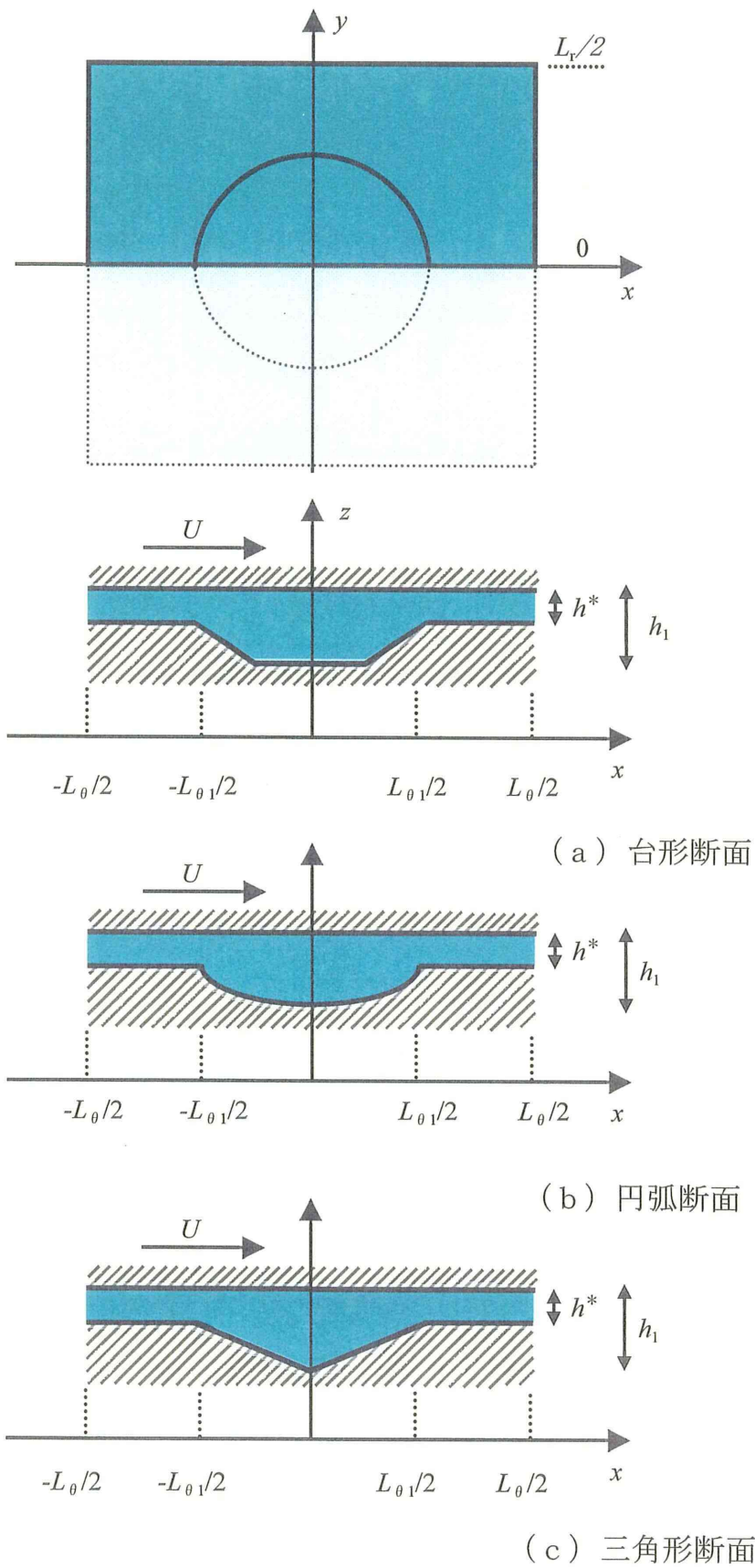


図 2・1 4 等方性（円形）ディンプル解析モデルの模式図

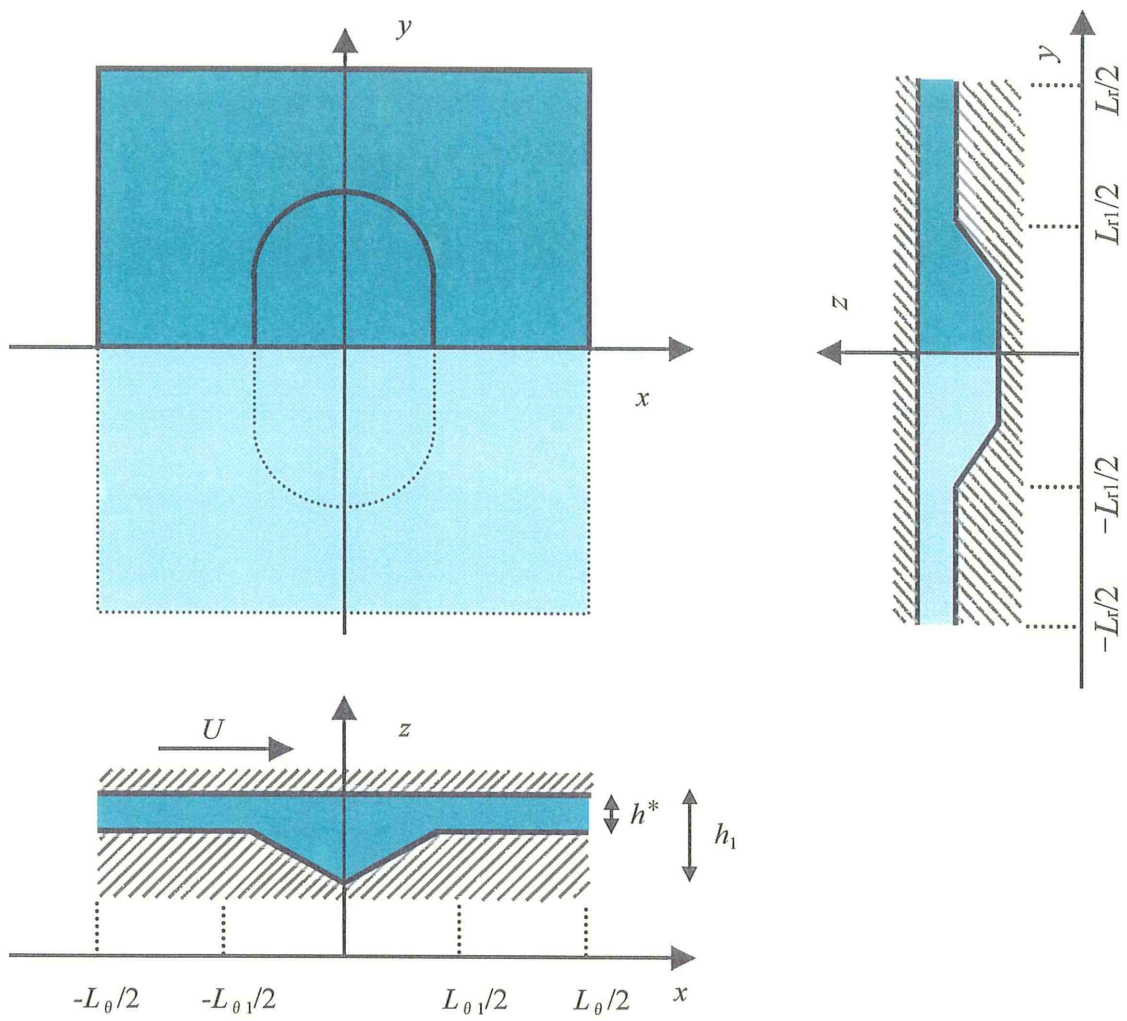


図 2・1 5 異方性ディンプル解析モデルの模式図（三角形断面の場合）

h_1-h^* , L_r , L_θ , $L_{\theta 1}$ は上述の通りとした。また, L_{r1} は長径方向のディンプル長さとした。異方性ディンプル面積も等方性の場合と同様にディンプル開口部の面積とした。等方性ディンプルの場合と同様に対称性によりディンプルの中央対称軸を境とした半分のみのモデル (1/2 モデル) とし, 解析モデルの断面としては台形, 矩形, 円弧, 三角形の 3 種類の近似形状を用いた。なお, 図には三角形形状のみを示した。

数値解析の仮定は次の通りとした。①回転運動を直線運動に近似した。②ディンプル上流に発生する負圧は周囲圧 (大気圧) に置き換える。③流れは層流とする。④粘性係数は一定とする。これらの背景として, ①はディンプル部を含む単位セルの回転運動の曲率に対して単位セルの大きさは小さく直線的に移動するとしても解析結果に対しては大きな影響は及ぼさないと考えられ, 軸受などの理論解析でも単純化のため一般的に設けられる仮定である^{1), 33)}。②は, 負圧部分に発生するキャビテーションの圧力を周囲圧に置き換えるとしたもので, ギュンベルの境界条件とよばれている¹⁾。この仮定は軸受などの理論解析でその簡易性により最も一般的に使用されている仮定である¹⁾。また, 数値解析でギュンベルの境界条件を適用した圧力分布はキャビテーションが発生した場合の実際の圧力分布と比較してほぼ一致したとの報告例もある^{120), 121)}。③について, 流れが層流を示すかは通常 Re (レイノルズ数) により判断される¹²²⁾。本研究で, 周速, 油膜厚みなどにより Re を算出すると最小油膜厚み部分では 10 以下, ディンプル部分でも 100 以下となったため, 層流と仮定した。なお, 通常レイノルズ数が 1000 以下で層流になるといわれる¹²²⁾。④は, 軸受の理論解析などでも簡単化のために一般的に用いられている仮定である^{1), 33)}。

モデルの境界条件として, 周方向の上流と下流の面 ($x=\pm L_\theta/2$) を周期対称境界とした。周期対称境界は以下の式で表される¹²³⁾。

$$\bar{V}(x=L_\theta/2)=\bar{V}(x=-L_\theta/2) \quad (2-9)$$

$$P(x=L_\theta/2)=P(x=-L_\theta/2) \quad (2-10)$$

ここで,

\bar{V} : 流速ベクトル

P : 圧力

とした。

ディンプル形状, 最小油膜厚みなどが全周にわたって均一と仮定すれば圧力分布もすべ

でのディンプルで等しくなると考えられる。このため、単位セルの上流と下流の面における圧力値、流速などは等しくなり、周期対称境界の適用は妥当といえよう。ディンプル中央対称軸 ($y=0$) は対称面となるため、対称境界とした。対称境界が y 軸に垂直な面の場合、次の式で表される^{1 2 3)}。

$$v_y = 0 \quad (2-1 1)$$

ここで、
 v_y : y 軸方向の流速
 とした。

単位セルの径方向端部 ($y=L_r/2$) は、対称境界または圧力指定境界とした。圧力指定境界は以下の式で表される。

$$P = 0 \quad (2-1 2)$$

最小油膜厚み h^* は実際のしゅう動試験結果より次の式^{1 2 4)} で算出した。

$$h^* = \frac{\mu \cdot U}{f \cdot P} \quad (2-1 3)$$

ここで、
 h^* : 最小油膜厚み
 μ : 粘性係数
 U : しゅう動速度
 f : 摩擦係数
 P : 圧力
 とした。

2-7-5 有限要素法解析の作業の流れ

有限要素法解析作業の流れを図2・16に示す。作業は大きく分けて4ステップに分かれる。すなわち、実際にコンピューターに向かって作業をはじめる前の「問題の検討」、有限要素モデルが作成される「プリプロセス」、実際にコンピューターにより解析が実行され、代数方程式が解かれる「ソルバー実行」、そして計算結果を等圧図やリスト化して表示する「ポストプロセス」の4ステップがある。なお、ソルバー実行において解の収束が得られないとき前のステップに戻って再検討がなされる。この場合、より根本的な問題ほど外側の破線、つまりより上位のステップに戻る必要が生じる。

2-7-6 メッシュモデル

使用した要素は図2・17に示した6面体要素で一つの要素が6つの面と8節点を持っている。6面体要素を用いることでもう一方の3次元要素である4面体要素に比較し少ない要素数で良好な解析結果を得ることができるといわれている¹²⁵⁾。有限要素法における要素分割の影響の検討に用いたモデルを図2・18に示す。モデル形状はレイリーステップ形状とし、有限要素法解析結果はレイノルズの無限幅軸受理論により検証した。レイノルズの無限幅軸受理論は流体の基礎式であるナビア・ストークスの方程式(2-4)に対して慣性項・体積力項の無視、油膜厚み方向の粘性係数、密度、圧力が一定などの仮定を設けて単純化したもので、レイリーステップ形状においては理論解が求められている¹²⁶⁾。非圧縮性流体に対する2次元のレイノルズ方程式は次の通りである¹⁾。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 12 \frac{\partial h}{\partial t} + 6U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (2-14)$$

ここで、

h ：油膜厚み

P ：圧力

μ ：粘性係数

t ：時間

U ：しゅう動速度

とした。

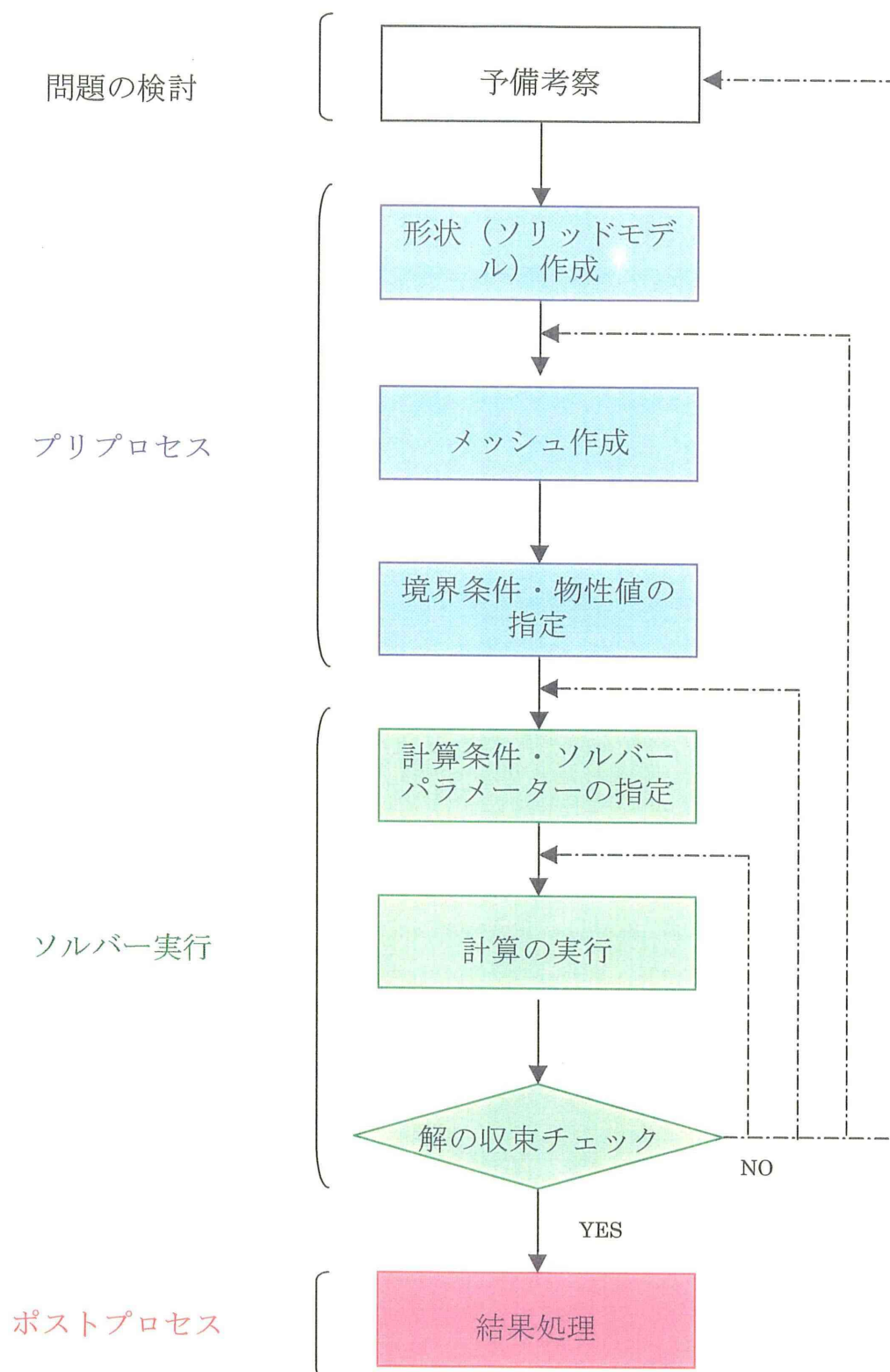


図2・16 有限要素法による数値解析作業の流れ

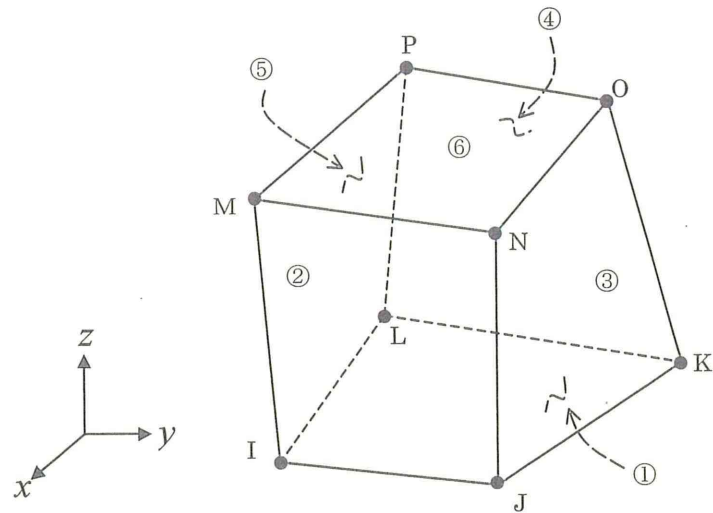
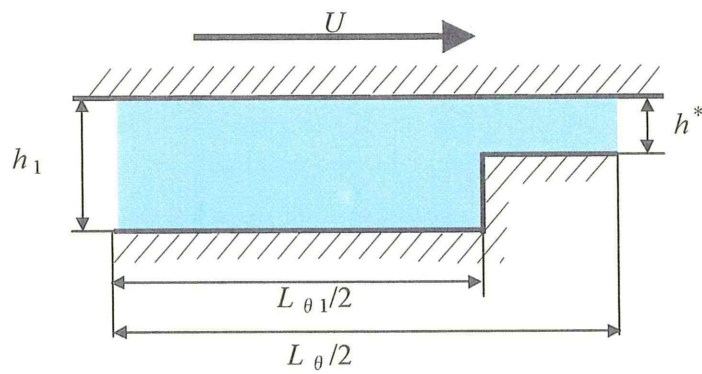


図2・17 要素形状



解析条件

最小油膜厚み h^* : $1 \times 10^{-3} \text{ mm}$	Re : < 0.1
溝部油膜厚み h_1 : $2 \times 10^{-3} \text{ mm}$	動粘度 ν : $22 \text{ mm}^2/\text{s}$
潤滑面長さ $L_{\theta 1}/2$: $150 \times 10^{-3} \text{ mm}$	すべり速度 U : 3000 mm/s
溝部長さ $L_{\theta}/2$: $40 \times 10^{-3} \text{ mm}$	軸受け幅 : 0.2 mm

図2・18 有限要素法解析における要素分割検討モデル

なお、本計算条件で Re は 1 以下となっており、レイノルズ方程式の最も重要な仮定となっている慣性項の無視は妥当であると考えた。レイノルズの無限幅軸受理論より導かれた負荷容量 W_c の算出式は次の通りである¹⁾。

$$W_c = C_w \{ \mu U (L_\theta / 2)^2 L / h^{*2} \} \quad (2-15)$$

ここで、

μ : 粘性係数

U : しゅう動速度

L_θ : 潤滑面長さ

L : 軸受幅 (= 1)

h^* : 最小油膜厚み

とした。

なお、 C_w は溝形状がレイリーステップの場合には次の式で表される¹⁾。

$$C_w = \frac{3k(1-k)(m-1)}{k + (1-k)m^3} \quad (2-16)$$

ここで、

$$k = \frac{L_{\theta 1}}{L_\theta}$$

$$m = \frac{h_1}{h^*}$$

とした。

有限要素法における要素分割の影響を図 2・19 に示す。まず、(a) の油膜厚み方向分割数の影響をみると、分割数が少ない領域では有限要素法解析解が理論解に対して 10 % 程度大きな値となったが、分割数を 4 以上とすることで安定かつ理論解との差異がなくなった。これは同一プログラムによる山西¹²⁷⁾ による報告例とも一致していた。これらの結果より、本研究ではディンプルのメッシュモデルについて最小油膜厚み部分の厚み方向の分割数を 4 とした。次に、(b) のしゅう動方向の分割数についてみると、本解析条件ではどれも理論解とほぼ一致した。また、ここでは検討しなかったが圧力などが急激に変化する

部分で要素形状のアスペクト比が 40 以上に大きくなると解析精度が劣化するといわれている¹²⁵⁾。これらのことから、本研究ではしゅう動方向の分割数に関しては、ディンプル近傍における要素形状のアスペクト比が 40 以下になるように注意して設定した。

メッシュモデルの一例を図 2・20 に示す。要素サイズが小さいため全体図ではメッシュ分割状態が分からないため、ディンプル部分などを拡大表示した。この例では要素数が 11 万、節点数が 13 万程度であった。単純形状にもかかわらず要素数が多くなった理由は、薄い最小油膜厚み (1 μm 以下) に対して広い単位セル面積 (数百 μm ×数百 μm) を有するモデルに対し、最小油膜厚み部分を 4 分割、ディンプル近傍における要素形状のアスペクト比を 40 以下の条件でメッシュ分割したことにある。

2-7-7 収束判定

流体力学の有限要素法解析では必ず反復を伴う。これは流体力学の基礎式の非線形性と有限要素法計算上の技法がその理由となっている。非線形偏微分方程式であるナビア・ストークスの式より得られた代数方程式もまた非線形であり、この代数方程式により近似解を得る場合には真の解との差が生じる。この差を小さくするために有限要素法プログラムにおいては繰り返し計算が行われる。この計算過程で、近似解が真の解に近づき、その差が小さくなっていく状態を「解が収束に向かっている」と表現する。解の収束条件として、反復計算間の相対変化率 ϵ が、圧力の場合 5×10^{-2} 以下、速度の場合 5×10^{-3} 以下とした。この収束条件は本研究で実施したような定常解析では実用的な収束基準とされている¹²⁵⁾。なお、解の相対変化率 ϵ は次の式で表される。

$$\epsilon = \frac{\sum_i^{\text{AllNode}} (\Phi_{\text{new}} - \Phi_{\text{old}})}{\sum_i^{\text{AllNode}} \Phi_{\text{new}}} \quad (2-17)$$

ここで、

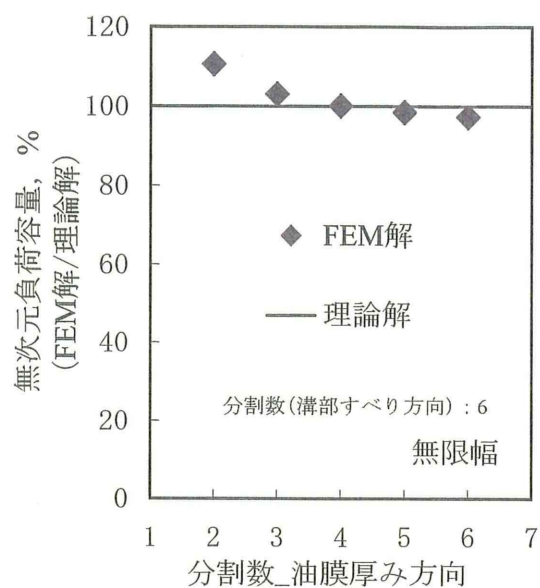
ϵ : 解の相対変化率

Φ_{new} : 反復計算における新しい解

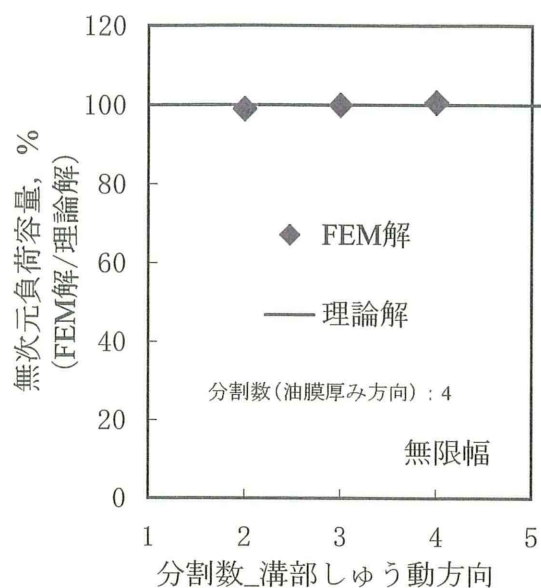
Φ_{old} : 反復計算における前の解

とした。

なお、有限要素法による近似解が真の解と等しくなった場合、解の相対変化率 ϵ は 0 と



(a)油膜厚み方向分割の影響



(b)溝部しゅう動方向分割の影響

図2・19 数値解析に対する要素分割の影響

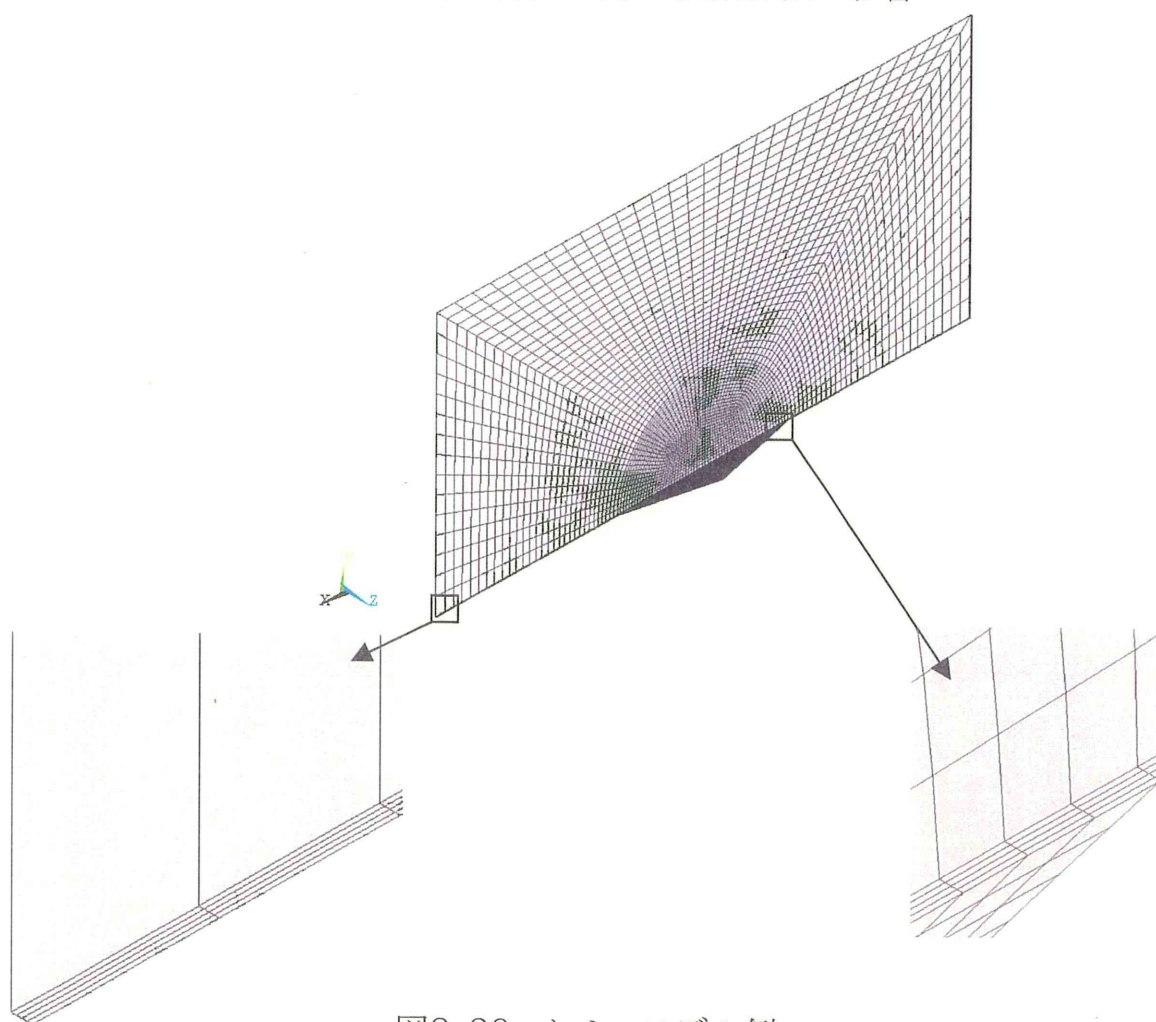


図2・20 メッシュモデル例

なる。本研究の解析モデルでは繰り返し計算数 100 回程度で上述の収束条件を十分に満たすことができたが、繰り返し計算 100 回に要する時間は本研究で使用したパーソナルコンピュータ（ペンティアムⅡプロセッサ 333MHz2 個，メモリ 512MB，ハードディスク 8GB）で約 2～3 時間であった。

第3章 ディンプル周辺の流体潤滑膜観察試験と有限要素法解析の比較

3-1 緒言

第1章で述べたようにしゅう動材の気孔に関し系統的に行われた研究例は少ない。流体潤滑機構に関連するのはI.Etsion ら⁹⁾¹⁾の数値解析による検討例、流体潤滑機構および密封機構に関連するのはJ.N.Anno ら⁵⁾⁵⁾によるくぼみの流体中におけるキャビテーション観察例がみられるだけである。流体中におけるキャビテーションは密封機構、流体潤滑機構に多大な影響を及ぼすといわれるが^{6)2) 6)3)}、J.N.Anno らはキャビテーションの発生形態など詳細については報告していない。また、気孔やディンプルのような微小なくぼみにおけるキャビテーションと数値解析結果を比較検討した例は過去にみられないようである。

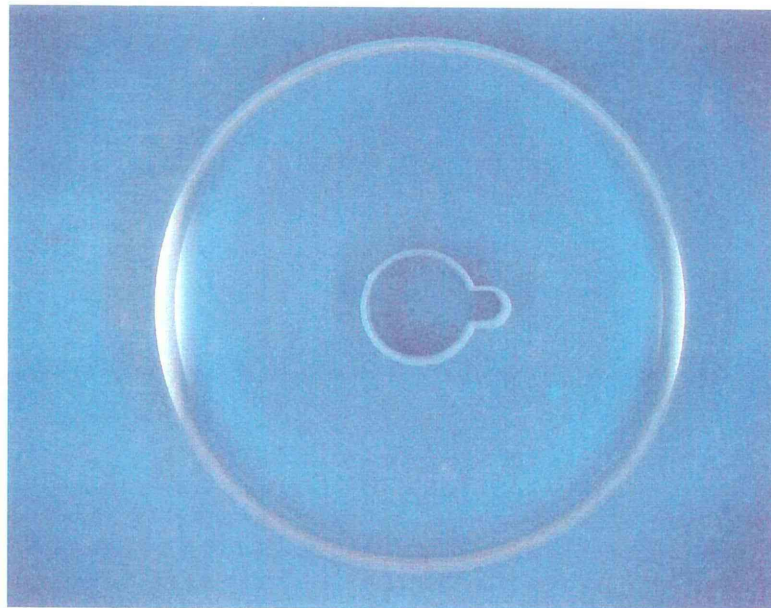
一方、キャビテーションの観察は密封機構、流体潤滑機構などのシール特性だけではなく、流体潤滑の数値解析におけるもっとも重要な仮定のひとつであるギューベルの境界条件の妥当性を検証する上でも重要である。このため、本研究でははじめに流体潤滑膜の観察、有限要素法解析を行い、次に観察結果と有限要素法解析結果を比較した。本章ではこれらの結果を示す。

3-2 しゅう動試験

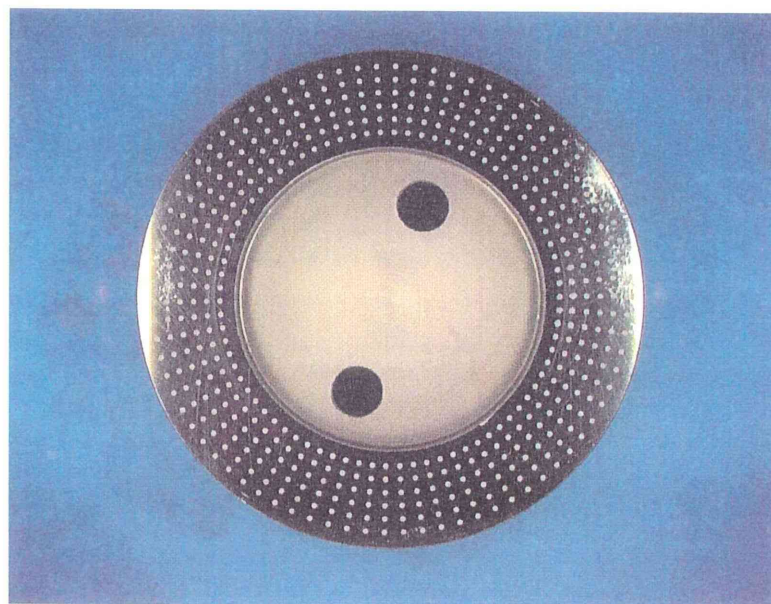
3-2-1 試験片

流体潤滑膜観察用試験片の外観写真を図3・1に示す。回転側試験片の素材はパイレックスガラス製のオプチカルフラットでしゅう動試験片に加工して用いた。静止側試験片はSUS420J2 製とした。粗さ、平坦度はどちらの試験片も共にそれぞれ $R_y = 0.03 \sim 0.05 \mu\text{m}$, 1 バンド以内である。ディンプルは静止側試験片のみに加工した。試験に供したディンプル直径は $200 \mu\text{m}$, $1000 \mu\text{m}$, $5000 \mu\text{m}$ の3種類とし、ディンプル深さは $4 \mu\text{m}$, しゅう動部面積に対するディンプル部面積の比率とした面積比率 PR は 8 % で一定とした。また、比較のためディンプルを加工しない静止側試験片を用いた試験も行った。パイレックスガラスなどの材質は通常メカニカルシールしゅう動材としては用いられないが、in situ 観察を考えてオプチカルフラットの透過性、SUS420J2 の加工の容易性などにより流体潤滑膜観察用試験片の材質として採用した。

表面粗さ、平坦度、ディンプル形状などの試験片条件としゅう動速度、荷重、試験流体の粘性係数などの潤滑条件が同一であれば、試験片の材質や寸法が異なっても流体潤滑膜の挙動は同一になると考えた。すなわち、本試験結果はディンプル加工を施したメカニカ



回転側試験片



静止側試験片
(ディンプル加工)

図3・1 流体潤滑膜観察用試験片

ルシールのしゅう動状況を表現しているものと考えた。

3-2-2 しゅう動試験方法

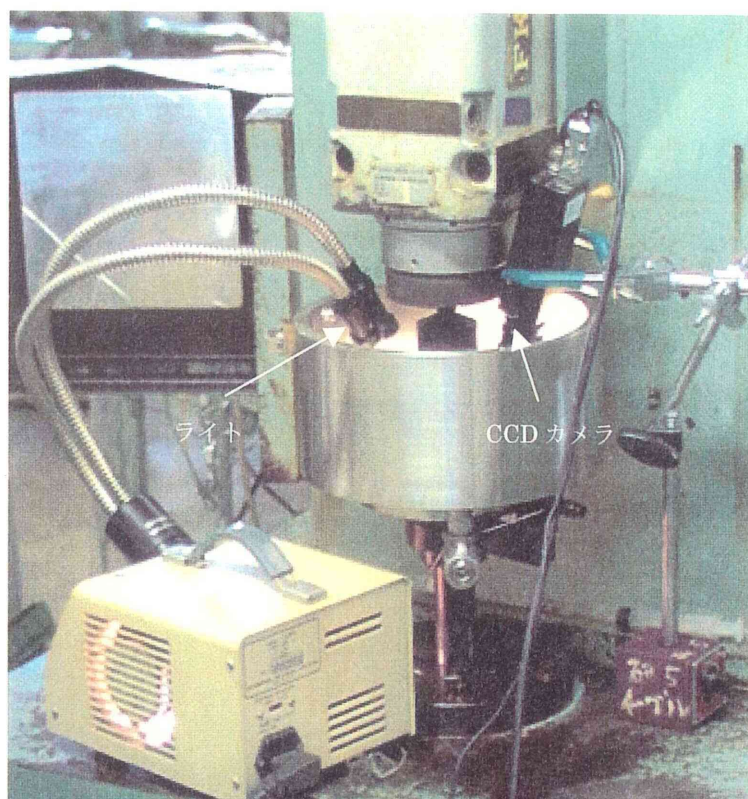
流体潤滑膜観察試験条件を表3・1に示す。試験流体としては汎用潤滑油 VG2，市水を用いた。回転側試験片の回転数は 600 rpm で一定としたが，しゅう動速度は観察位置の半径により 1.9 ～3.1 m/s となった。荷重は 12 N とした。図3・2に試験装置の設置状況を示す。しゅう動試験装置としては第2章に示した摩擦摩耗試験装置を用いた。この摩擦摩耗試験装置に流体潤滑膜観察用試験片をセットし，ライト，CCD カメラを用いてしゅう動時の流体潤滑膜を観察した。CCD カメラの映像はビデオにより記録した。本研究に用いた CCD カメラは被測定対象物を約 25 倍に拡大表示することが可能であった。しゅう動試験手順を次の通りとした。①試験片間に空気が残留しないよう注意して試験片，試験流体をセットした。②静止軸側より荷重を加えた。③撮影する位置を決めた。④試験片の回転を開始し，流体潤滑膜の観察を行った。

3-2-3 流体潤滑膜観察試験結果と考察

流体潤滑膜観察結果例を図3・3に示す。試験片の回転開始後，しゅう動トルクが不安定な状態から安定な状態へと変化したがこの挙動は非流体潤滑から流体潤滑への推移を示す現象と考えた。しゅう動トルクが安定な状態になると，図に示すキャビテーションの発生が見られた。キャビテーションの発生領域はしゅう動方向上流側のディンプル内であった。もっとも直径の小さい 200 μ m の場合は CCD カメラの解像度の限界に近く，キャビテーションの発生は確認できたが映像が不鮮明なため詳細の形態を観察することはできなかった。直径 1000 μ m，5000 μ m の場合は軸受の溝に発生するキャビテーション^{7,3)}と同様にすじ状（フィンガー状）を呈した。また，本試験において回転を停止したのちもディンプ

表3・1 流体潤滑膜観察試験条件

試験流体		汎用潤滑油 (VG2)，市水
試験片素材	回転側	パイレックスガラス
	静止側	SUS420J2
表面粗さ		Ry 0.03～0.05 μ m
平坦度		1 バンド以内
しゅう動面形状		内径 60mm, 外径 100mm
しゅう動速度 U		1.9～3.1m/s (600rpm)
荷重		12N



(a) 外観



(b) 試験片部分の拡大

図3・2 試験装置の設置状況

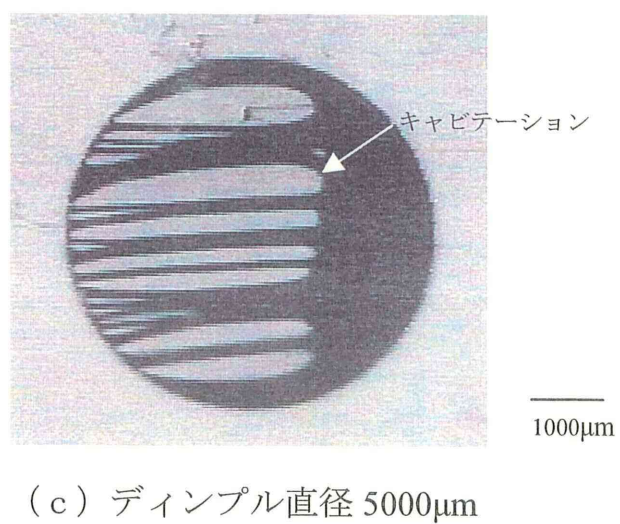
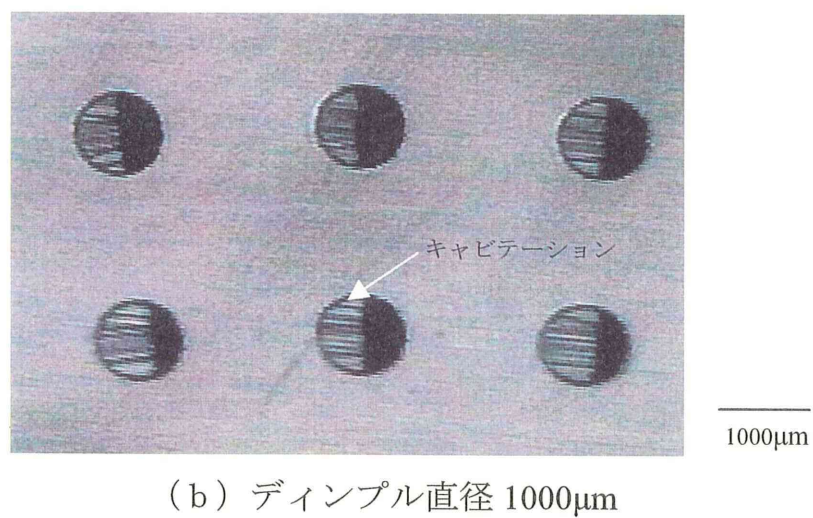
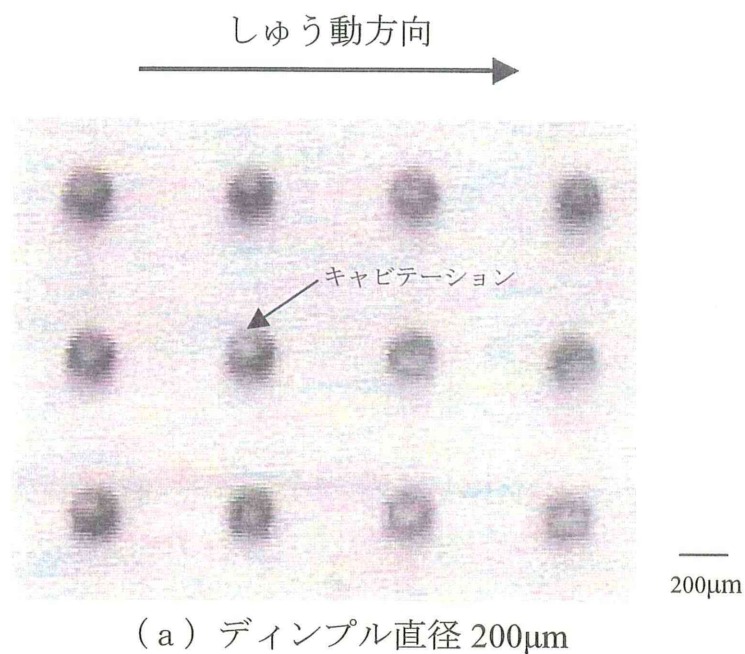


図3・3 流体潤滑膜観察結果例(しゅう動試験)
(試験流体 VG2, しゅう動速度 3m/s, 荷重 12N)

ル部分に気泡の残留が認められた。これより，本試験においては油中より溶存空気などが放出される気体性キャビテーションが発生していたことが考えられる。ディンプル試験片に対して，ディンプルを加工しない静止側試験片を用いた試験では，試験片を手動で回転させてもしゅう動トルクが不安定で試験片同士の吸着によりすぐに停止した。また，キャビテーションの発生も認められなかった。なお，試験流体を市水とした流体潤滑膜観察試験も実施したが，キャビテーションの位置などは油の場合とほぼ同等であった。

中原ら⁷³⁾はリング状試験片の端面の溝に発生するキャビテーションについて詳細な研究を行った。この結果からも，溝部に発生するキャビテーションはフィンガー状となり，キャビテーションの発生が流体潤滑および端面部での側方流量減少の発生要因になると述べている。これは円形ディンプルのキャビテーションも溝に発生するキャビテーションの場合と同様に流体潤滑発生の要因となりうることを示唆していると考えられる。

3-3 有限要素法解析

3-3-1 計算方法

有限要素法解析条件を表3・2に示す。ディンプル形状，ディンプル間隔，しゅう動速度は試験に用いたディンプル形状，試験条件を模擬した。試験流体の粘性係数は汎用潤滑油 VG2，市水の値を用いた。最小油膜厚み h^* はメカニカルシールにおいて想定される $0.5 \sim 2\mu\text{m}$ ³⁶⁾ を包含したものとした。また，有限要素法解析の仮定は第2章に示した通りとした。なお，第2章の図2・14に示した単位セルの径方向端部 ($y=L_t/2$) は，圧力指定境界 ($P=0$)，対称境界で解析を行った。なお，モデルのディンプル断面形状が三角形，円弧の場合，ディンプル直径が $1000\mu\text{m}$ 以上に大きくなるとディンプル部分の要素にアスペクト比が極めて大きくなるものがみられるため台形断面形状のみで解析を行った。

表3・2 有限要素法解析条件

最小油膜厚み h^*	$0.3\mu\text{m} \sim 4\mu\text{m}$
ディンプル深さ ($h_1 - h^*$)	$4\mu\text{m}$
ディンプル面積比率 AR	8%
ディンプル直径	200, 1000, 5000 μm
試験流体の粘性係数 μ	$1 \times 10^{-2}\text{Pa}\cdot\text{s}$ (VG2), $1 \times 10^{-2}\text{Pa}\cdot\text{s}$ (市水)
試験流体の密度 ρ	$0.9\text{g}/\text{cm}^3$ (VG2), $1.0\text{g}/\text{cm}^3$ (市水)
しゅう動速度 U	3m/s

3-3-2 解析結果と考察

図3・4にディンプル周辺の圧力分布の等圧図を示す。この解析条件は最小油膜厚み h^* が $4\mu\text{m}$ 、試験流体が汎用潤滑油 VG2、径方向端部 ($y=L_t/2$) の境界条件が対称境界とした。この等圧図はディンプルと反対側のしゅう動面における圧力分布を示しており、しゅう動面のしゅう動方向は左から右である。また、等圧図の色に関して青色が負圧域、赤色が正圧域、緑が周囲圧域（大気圧域）を示している。この結果より、しゅう動方向上流側のディンプル内部からその近傍の外部に負圧、下流のディンプル内部からその近傍の外部に正圧が発生していることが分かる。また、ディンプル直径が小さいほど負圧、正圧の発生領域の面積がディンプル面積に対して相対的に拡大している。径方向端部 ($y=L_t/2$) の境界条件を圧力指定境界 ($P=0$) とした場合もほぼ同等の結果となった。

図3・5にしゅう動方向のディンプル中央部圧力分布曲線を示す。この図から、圧力の最小、最大はそれぞれディンプル上・下流の端部に発生していることが分かる。ディンプル直径が大きいほど正圧・負圧共に圧力の絶対値が高く、ディンプル直径が小さいほど圧力発生部の拡大がみられた。また、正圧と負圧の圧力分布は対称形状を示した。なお、粘性係数がほぼ $1/2$ の市水を用いた有限要素法解析も実施し、圧力分布などについては汎用潤滑油 VG2 の場合と同様の傾向となることが、また圧力の最大・最小値は粘性係数の比と同様にほぼ $1/2$ となることが確認された。

3-3-3 試験結果との比較と考察

流体潤滑膜観察試験においてキャビテーションはしゅう動方向上流側のディンプルの内部のみにみられた。これに対し、有限要素法解析結果においてもディンプル内部の上流側にはディンプル直径が $200\sim 5000\mu\text{m}$ の場合、負圧の発生がみられた。有限要素法解析における圧力分布のディンプル直径による依存性をしゅう動試験で実現できていないが、定性的には有限要素法解析における負圧域とキャビテーション領域が一致したと考えられる。益子ら^{120), 121)}はしゅう動面上の溝部にキャビテーションが発生する場合の圧力分布の測定を行った。この結果、キャビテーションが発生しない場合に溝部に発生する正圧と負圧は対称形状を示した。キャビテーションが発生した場合、負圧部が切り取られたような圧力分布となったが、正圧部の圧力分布などはキャビテーションが発生しない場合とほぼ同等になることを報告した。すなわち、ギューベルの境界条件が近似的には実際の圧力分布と大きく異なっていないことを示した。

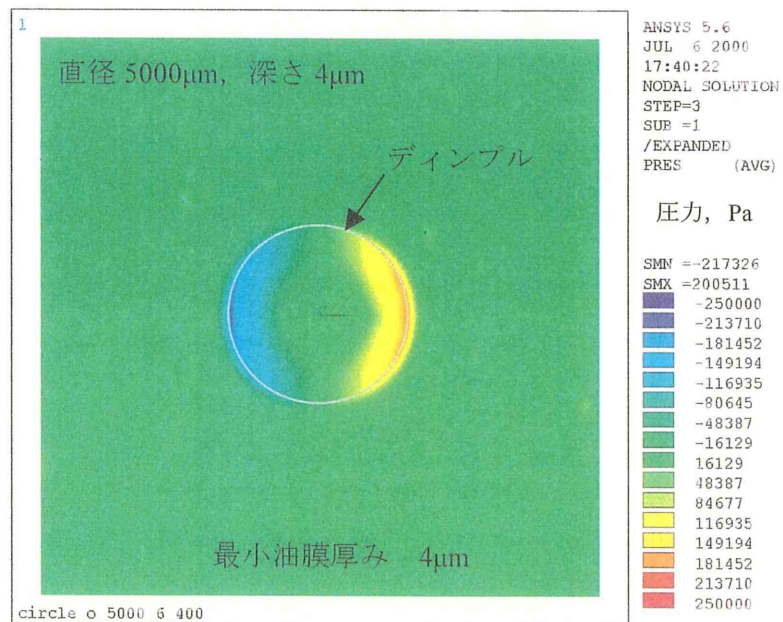
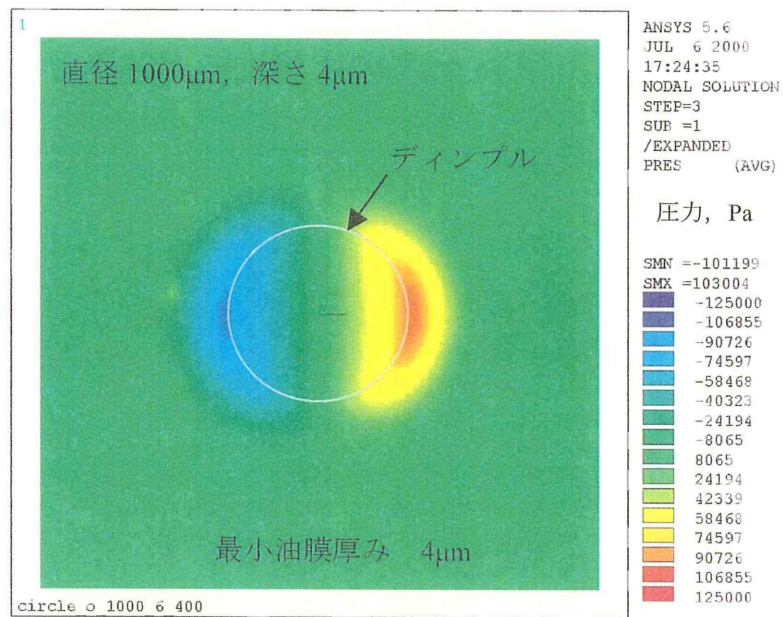
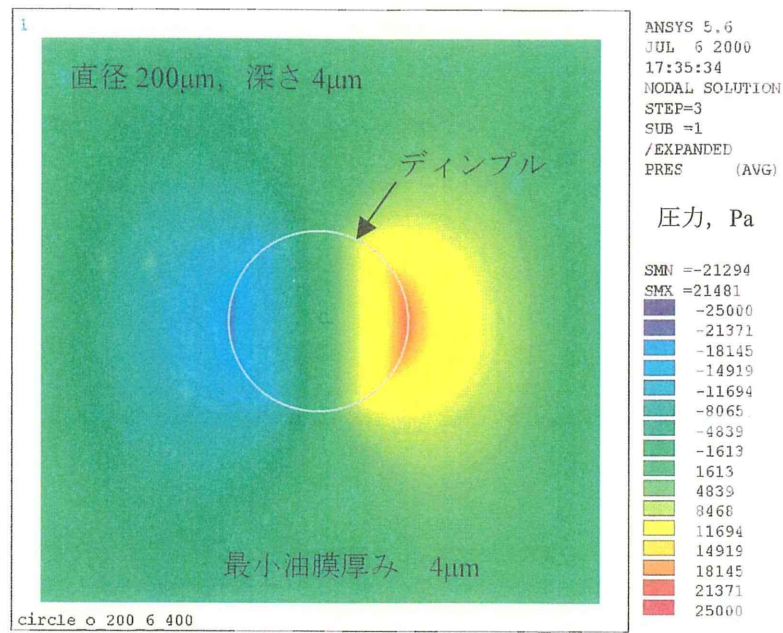


図3・4 圧力分布(FEM)

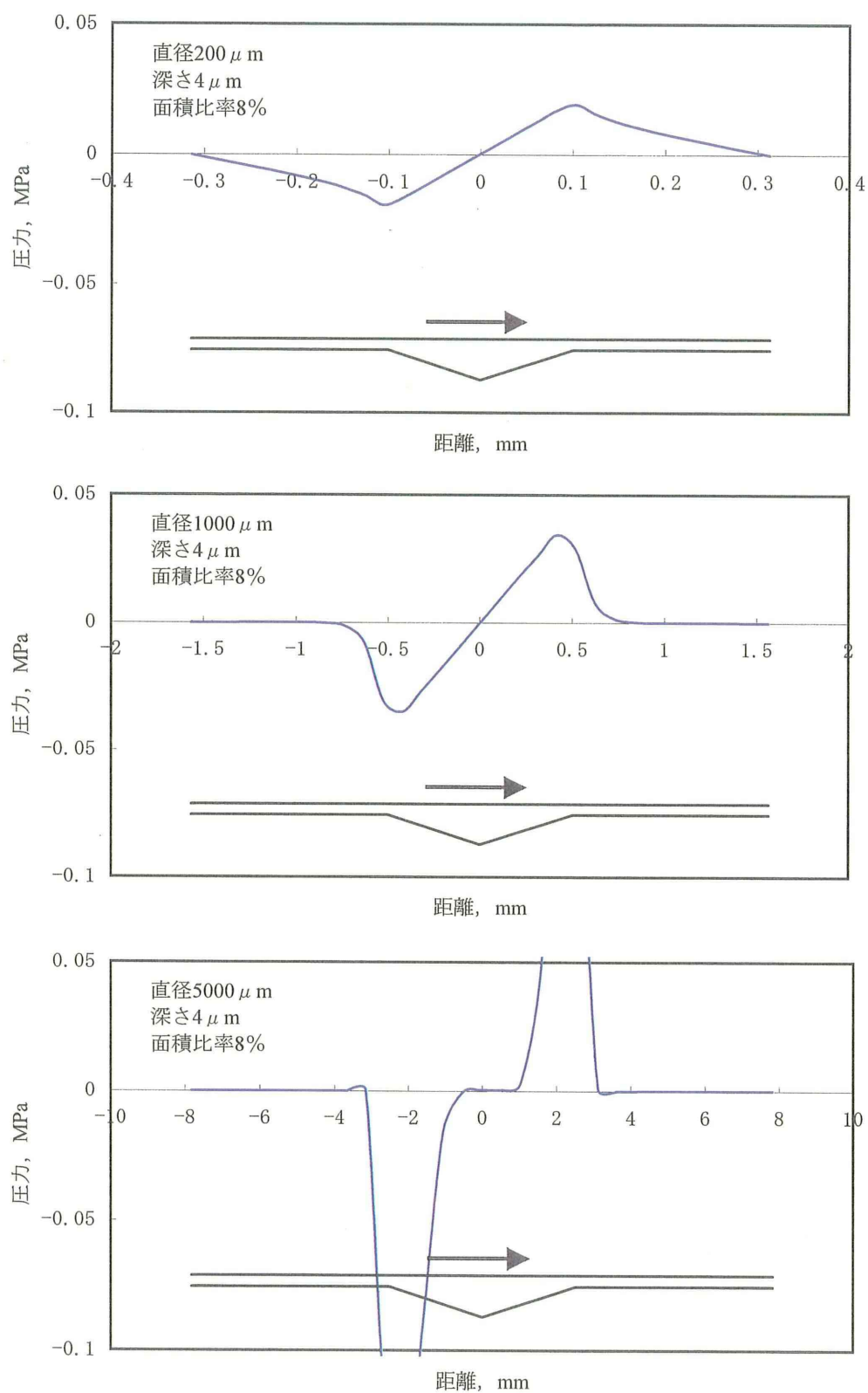


図3・5 デンプル中央部の圧力分布曲線 (FEM)

有限要素法解析の圧力分布にギンベルの境界条件を適用し負荷容量 W'_c を算出した結果を図3・6に示す。図にはギンベルの境界条件を適用せずに算出した負荷容量 W'_c も示した。この結果より、ギンベルの境界条件を適用せずに算出した負荷容量 W'_c はすべてのディンプル直径においてほぼ0となったのに対して、ギンベルの境界条件を適用した場合には負荷容量 W'_c が正の値を示した。これに対しディンプルしゅう動材のしゅう動試験でキャビテーションと流体潤滑の発生がみられたことは負荷容量の発生を裏付ける現象といえる。さらにディンプルを加工しない試験片ではキャビテーションと流体潤滑の発生はみられなかった。これらの事実はディンプルがキャビテーションの発生を伴って負荷容量を生じていたことを示していると考えられる。すなわち、ギンベルの境界条件の適用はより実際の現象に近い状況を表現したものといえる。

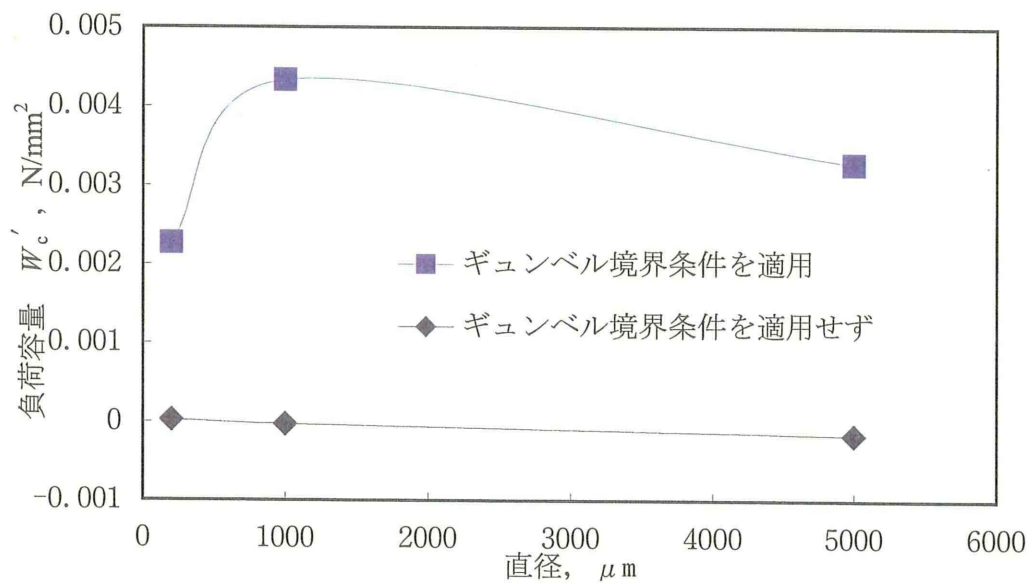


図3・6 負荷容量の算出結果

3-4 まとめ

- (1) 汎用潤滑油，市水にて行った流体潤滑膜観察試験によりしゅう動方向上流側にキャビテーションの発生が観察された。
- (2) キャビテーションは軸受などの溝部に発生するキャビテーションの形態と同様にすじ状（フィンガー状）を呈した。
- (3) 流体潤滑膜観察試験を模擬した有限要素法解析における負圧の発生位置と試験におけるキャビテーションの発生位置が一致した。
- (4) 有限要素法解析により，デインプル部には正圧と負圧が発生し，対称形状を示すことが判った。
- (5) 有限要素法解析にギューンベルの境界条件を適用せずに負荷容量 W_c' を算出すると負荷容量 W_c' はほぼ0となったが，負圧部にギューンベルの境界条件を適用し負荷容量 W_c' を算出すると正の値を示すことが判った。

第4章 等方性ディンプルのしゅう動特性への影響

4-1 緒言

第3章では形状を制御して形成した等方性（円形）ディンプルによる流体潤滑膜観察試験を行い、負荷容量の発生や密封性に対し重要な影響を与えるキャビテーションの発生とその発生位置が有限要素法解析結果と一致することを確認できた。しかし、円形ディンプルの形状、配列、面積比率の潤滑性への影響、特に摩擦係数への影響については未解明の状態のままである。この円形ディンプルの検討結果は現在実用段階にある気孔分散材^{1) 8)}^{19) 20)}の設計指針にもなると考えられる重要な課題となる。また、多岐にわたるメカニカルシールの使用条件、例えば荷重、しゅう動速度、試験流体の粘性係数などがディンプルを有する試験片のしゅう動特性に与える影響なども不明である。さらに摩擦係数は密封性とも大きな関連を持つ最小油膜厚みに対応していることが知られている^{3) 5)}。摩擦係数の基本的特性を詳細に検討することはディンプルしゅう動材のシール特性の解明に対して大いに意義があるといえよう。

そこで、本研究では円形ディンプルの形状、配列などの摩擦係数への影響に関し、しゅう動試験、しゅう動状態をシミュレートした数値解析、しゅう動試験結果と数値解析結果の比較による検討を行った。本章では、これらの結果について示す。

4-2 しゅう動試験

4-2-1 しゅう動試験方法

本試験において、第2章に示した摩擦摩耗試験装置、および摩擦摩耗試験片を使用した。しゅう動試験条件を表4・1に示す。このしゅう動試験条件は油潤滑下における一般的なメカニカルシールしゅう動条件を含んだものとした。試験流体は第2章に示した市販の各種汎用潤滑油（出光興産社製スーパーマルチオイル）とした。試験片素材は第2章に示したCo バインダ超硬合金製の緻密材（日本タングステン社製 G2）、気孔分散材（日本タン

表4・1 しゅう動試験条件

試験流体	汎用潤滑油
試験片素材	Co バインダ超硬合金
表面粗さ	R_y 0.03~0.05 μm
平坦度	1 バンド以内
しゅう動面形状	内径 23mm, 外径 29mm
しゅう動速度 U	3, 6, 9m/s
荷重	20~200N
各荷重の保持時間	2min

グステン社製 PD-G2) で、一般的なメカニカルシール材料で硬く傷がつきにくいことにより選定した。気孔分散材は静止側試験片のみに使用した。しゅう動面の表面粗さは $R_y=0.03 \sim 0.05 \mu\text{m}$ に研磨し、オプティカルフラットによる平坦度はヘリウムライトで 1 バンド以内とした。なお、気孔分散材の表面粗さは気孔を外して測定した。しゅう動速度は 3, 6, 9 m/s とし、図 4・1 に示すように荷重は 20 N から 200 N までを段階的に増加させた。

試験においてしゅう動トルク、しゅう動面近傍温度を測定した。各荷重の保持時間中におけるしゅう動トルクの測定値の平均をその荷重でのしゅう動トルクとした。なお、流体潤滑下での評価を考慮したため、しゅう動トルクの変動幅がその平均値に対して $\pm 10\%$ 以上となった荷重で試験を中止した。試験後しゅう動トルクから摩擦係数 f を算出し、無次元特性数 $G (= \mu U a_0 / W)^{3.2) - 3.5)}$ により整理した。ここで μ : 粘性係数, U : しゅう動速度, a_0 : しゅう動面幅, W : 荷重とした。摩擦係数 f は測定したしゅう動トルクより以下の式で算出した。

$$f = \frac{M}{W \cdot r_m} \quad (4-1)$$

ここで、

f : 摩擦係数

M : しゅう動トルク

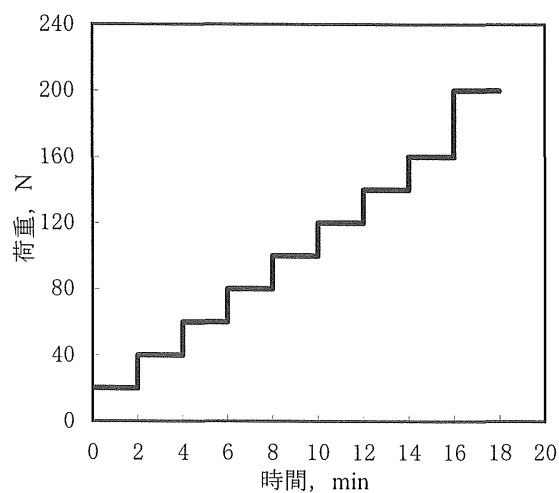


図4・1 荷重変更パターン

r_m ：しゅう動面平均半径

とした。

試験流体の粘性係数はしゅう動面近傍温度によりワルサーの式（2－1）を用いて温度による補正をした。摩擦係数 f は一般に流体潤滑領域において圧力分布を無視すれば式（2－13）のようにその最小油膜厚み h^* によって決まる。本試験において摩擦係数 f の測定を重視したのはその値から油膜の状態を推定できることにある。

4－2－2 しゅう動試験結果と考察

図4・2にディンプル配列の模式図を示す。ディンプルの配列は図に示すように格子状とした。なお、実際の試験片では曲率を有するため周方向のディンプル間隔 L_θ はしゅう動部中央の位置と比較し外径側で+10%，内径側で-10%の差を生じたが、平均値と等しい中央部での値を代表させた。ディンプル面積比率 PR はしゅう動面積に対するディンプル部分の面積の比率を示し、ディンプル間隔比 IR は周方向に対する径方向の間隔の比とした。ディンプルの面積比率 PR を次の式で定義した。

$$PR = \frac{\text{ディンプル面積}}{\text{単位セル面積}} \times 100 \quad (4-2)$$

すなわち

$$PR = \frac{\pi(D/2)^2}{L_r L_\theta} \times 100 \quad (4-3)$$

ここで、

D ：ディンプル直径（円形ディンプルの場合 $D=L_{r1}=L_{\theta1}$ ）

L_r ：ディンプル径方向間隔

L_θ ：ディンプル周方向間隔

とした。

ディンプル間隔比 IR を次の式で定義した。

$$IR = \frac{\text{ディンプル径方向間隔}}{\text{ディンプル周方向間隔}} \quad (4-4)$$

すなわち

$$IR = \frac{L_r}{L_\theta} \quad (4-5)$$

図4・3にディンプル直径変更試験片のしゅう動面を示す。ディンプル面積比率は市販の気孔分散材とほぼ等しくなる8%にそろえた。なお、ディンプルは静止側試験片のみに加工し、試験に供したディンプル直径は50, 100, 200 μm の3水準とした。ディンプル深さ、ディンプル直径を検討した等方性（円形）ディンプルの形状を表4・2に示す。ディンプル深さによる影響を検討した組み合わせはXのラインで示した。ディンプル直径による影響を検討した組み合わせは、ディンプル深さが一定の場合、ディンプル直径に対する深さの比率が一定の場合について、それぞれY, Zのラインで示した。これらの値はI.Etsionらによる90 μm の円形ディンプルのしゅう動試験²⁾⁹⁾では深さが約6 μm で摩擦係数が最小となったため、深さ一定の場合は6 μm 、比率一定の場合は6%にそろえた。ディンプル直径に対する深さの比率が一定のディンプルは気孔分散材表面の気孔の直径に対する深さの比率の分布の一部をモデル化したものであり、ディンプルの直径に対する深さの比率を摩擦係数低減に有効な値に揃えることにより気孔分散材のしゅう動特性を予測可能であると考えた。この気孔分散材の気孔深さの比率の分布に関して、気孔分散材表面が気孔を輪切りにする位置はランダムとなる。すなわち気孔がある位置で表面に輪切りにされる確率は気孔直径によらず一定と考えられるので、深さの比率が同じ気孔の単位面積当りの個数の割合は気孔直径によらず一定となるであろう。また、摩擦係数低減に有効な深さの比率に関して、I.Etsionら²⁾⁹⁾はディンプル直径が同じ場合、摩擦係数 f はディンプルが深くなると増加してディンプルがない場合の値に近づき、逆にディンプルが浅くなると低減することを報告した。この結果より気孔分散材でもしゅう動面上の浅いつまり気孔直径に対する深さの比率の小さい気孔が摩擦係数 f の低減に大きな影響を与えと考え、本試験での比率は摩擦係数 f が最も低減する12%未満とした。

図4・4にディンプル面積比率・配列変更試験片のしゅう動面を示す。なお、ディンプルは静止側試験片のみに加工した。ディンプル面積比率 PR を検討した試験片はディンプル直径を200 μm 、ディンプル深さを6 μm とし、面積比率 PR を4, 8, 16, 32% (200_6_4,

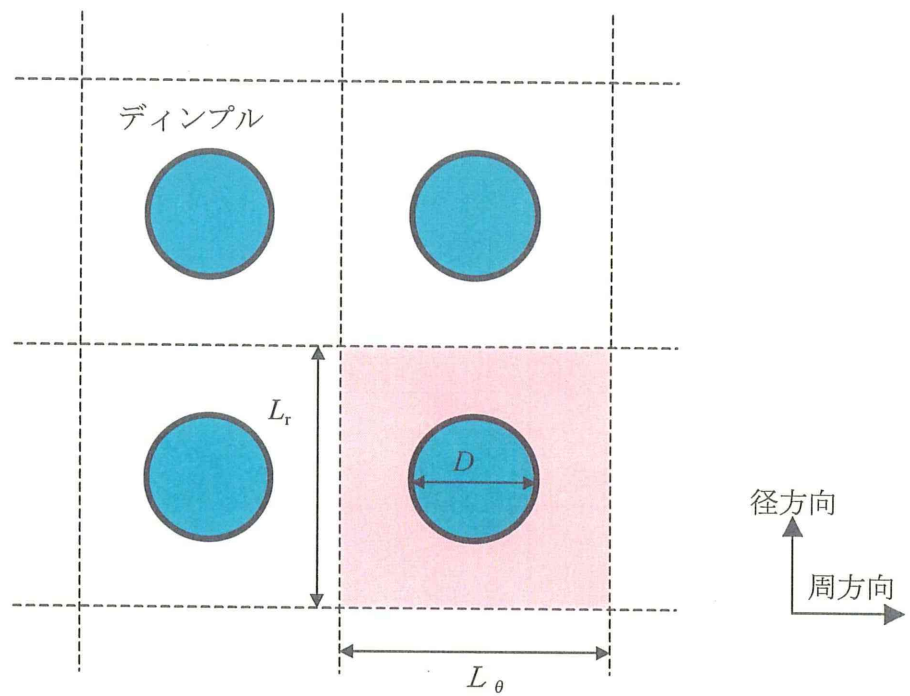


図4・2 デンプル配列の模式図

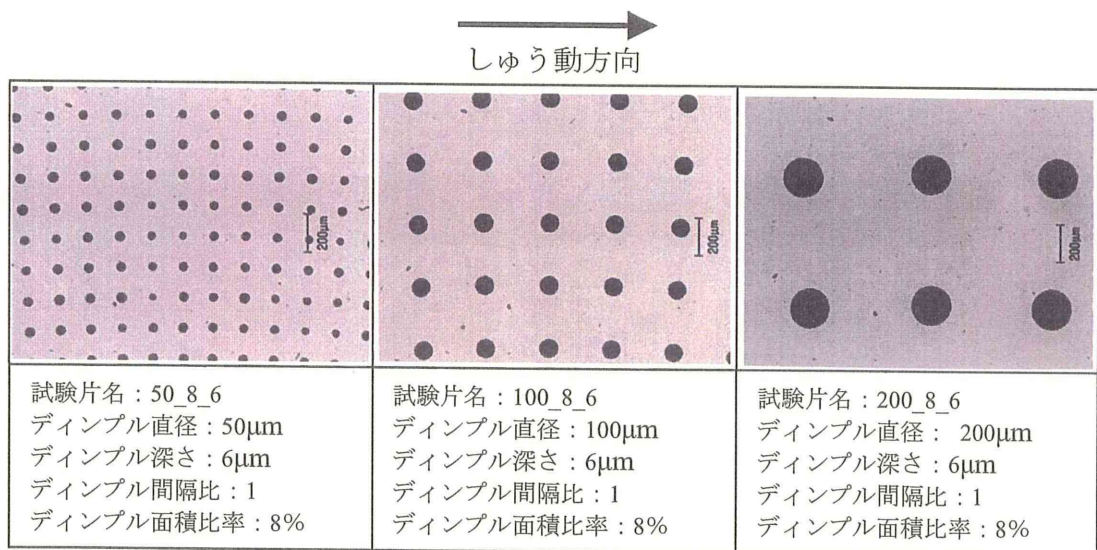









図4・3 デンプル直径変更試験片

表4・2 デンプル深さ・直径変更試験片の形状(設計値)

深さ, μm	直径, μm		
	50	100	200
3		—	
6		 ²⁹⁾	
12	—	—	
18	—	—	

デンプル面積比率 $PR : 8\%$
 デンプル間隔比 $IR : 1$

Y
 Z
 X

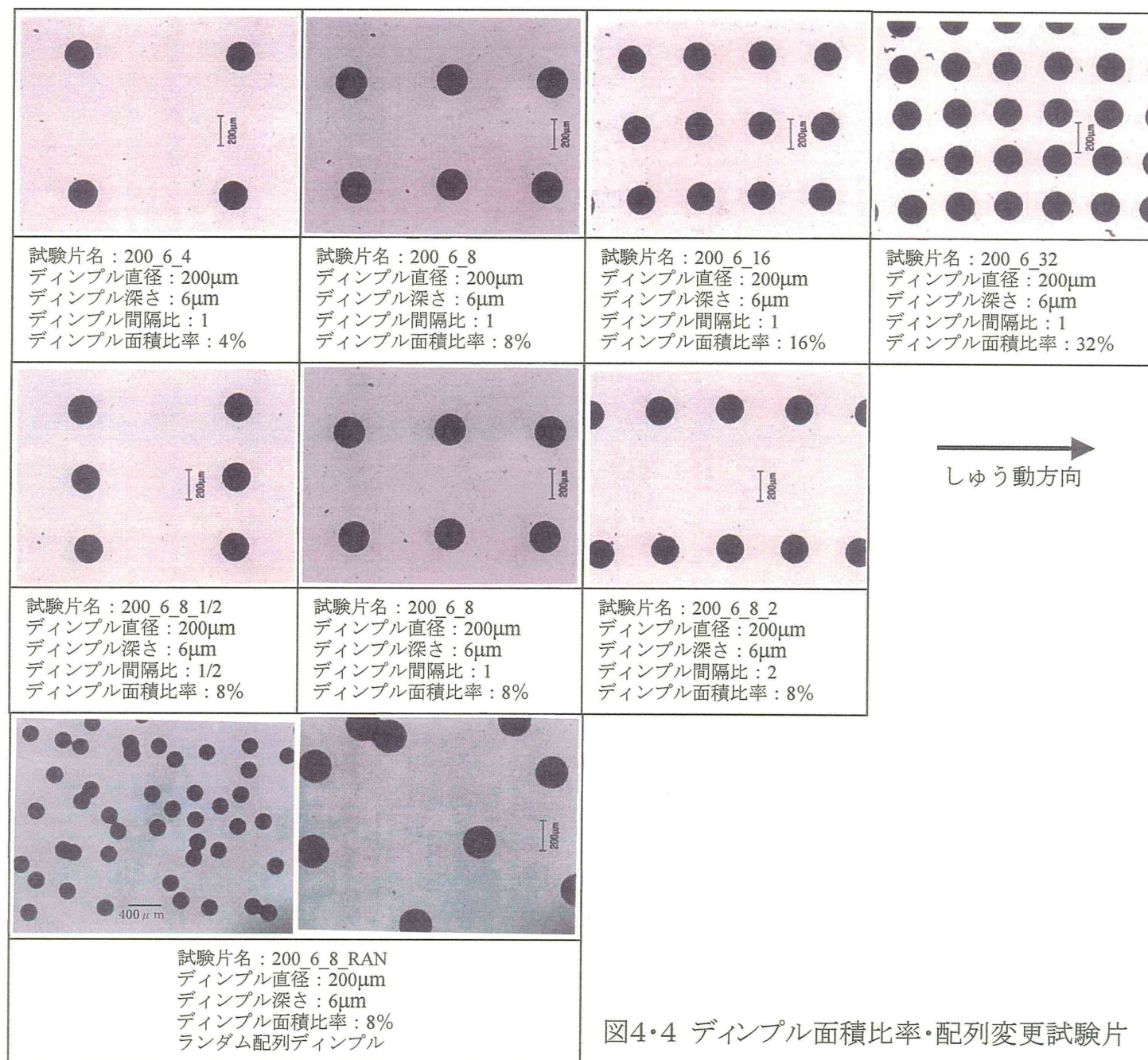


図4・4 ディンプル面積比率・配列変更試験片

200_6_8, 200_6_16, 200_6_32) の4水準とした。また、ディンプル配列変更試験片はディンプル間隔比 IR が $1/2$, 1 , 2 (200_6_8_1/2, 200_6_8, 200_6_8_2) の3水準とした。また、ディンプルがランダムに配列した試験片も作製した。このランダムディンプル試験片 (200_6_8_RAN) は、ディンプルの面積比率 PR が 8% となる個数までディンプルの座標を乱数により決定し設計した。なお、比較のためディンプルを加工しない平滑試験片同士での試験も行った。

4-2-2-1 円形ディンプルの有無によるしゅう動トルクの挙動

図4・5に平滑試験片、気孔分散質試験片、ディンプル試験片について3種類の試験流体におけるしゅう動トルクとしゅう動面近傍温度の変動を示した。ディンプル試験片について、直径 $200\mu\text{m}$ 、深さ $6\mu\text{m}$ 、面積比率 $PR=8\%$ 、間隔比 $IR=1$ とした。

平滑試験片ではすべての試験流体において荷重が 100N 以下の範囲でしゅう動トルクの変動幅がその平均値に対し $\pm 10\%$ 以上となった。また、気孔分散質試験片も平滑試験片よりもトルクが安定な荷重の範囲の拡大が認められたが、トルク変動のためすべての試験流体において荷重が 200N までの試験を行うことができなかった。このしゅう動トルク変動は摩擦係数 f がしゅう動速度増加と共に減少する混合潤滑領域で発生する自励振動のスティックスリップにより発生したと考えられる。これに対してディンプル試験片では $\pm 10\%$ 以上のトルク変動は認められず、荷重が 200N までしゅう動トルクが安定な状態を保っていた。つまり、平滑試験片、気孔分散質試験片、ディンプル試験片の順でしゅう動トルクが安定な荷重・試験流体の粘性係数の範囲が広がっていることが判った。しゅう動トルク変動が発生しない場合は後述の $f\sim G$ 曲線で示すように流体潤滑領域となった。すなわち、しゅう動面上の気孔、円形ディンプルが流体潤滑領域を拡大したと考えられる。なお、しゅう動面近傍温度にしゅう動トルクのような変動はみられないが、しゅう動トルクの上昇と共にその値が上昇していることが判った。

4-2-2-2 円形ディンプルの形状による摩擦係数への影響

円形ディンプルの形状による影響を検討した試験片において、ディンプルの面積比率 PR は市販の気孔分散材と同等の 8% 、間隔比 IR は 1 (等間隔) とした。

円形ディンプル深さの影響

ディンプル深さによる $f\sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図

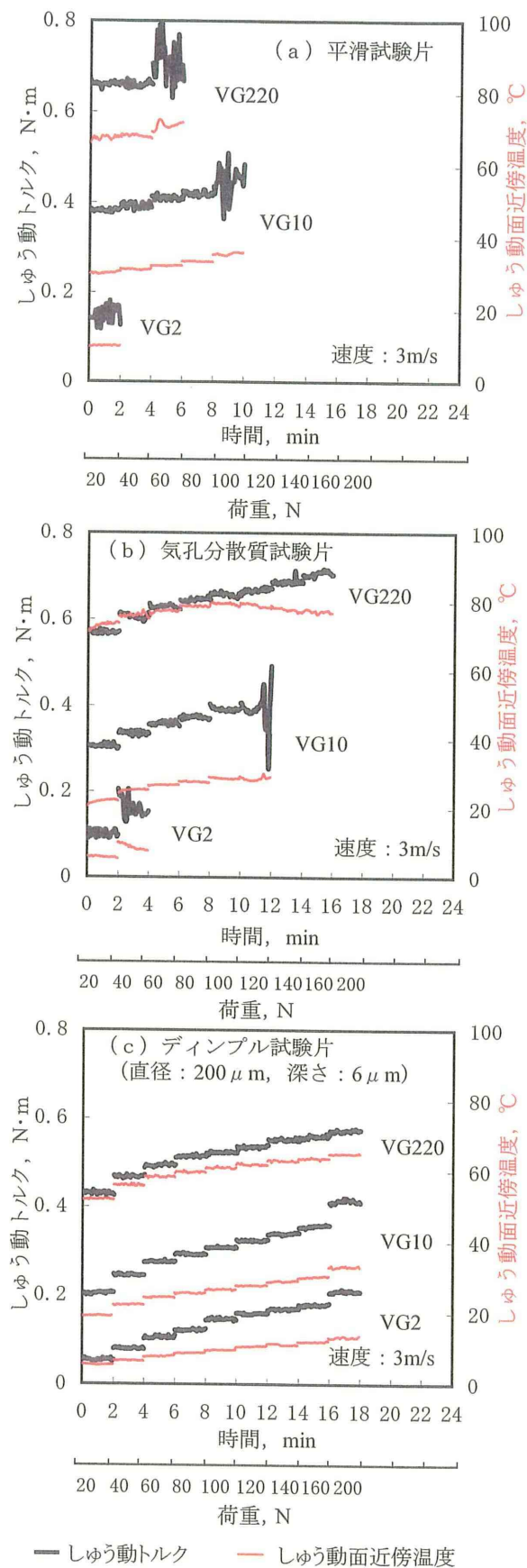


図4・5 しゅう動トルクとしゅう動面近傍温度の変動

4・6に示す。この試験ではしゅう動速度は3 m/s, ディンプル直径は200 μ mとした。 $f \sim G$ 曲線において、しゅう動トルクの変動幅が $\pm 10\%$ 以上となった荷重付近を点線で示した。なお、平滑試験片はVG2の最低荷重でその変動幅が $\pm 10\%$ 以上となり摩擦係数 f が特定できなかった。この結果よりすべてのディンプル試験片で平滑試験片よりも摩擦係数 f の値が小さくなることが判った。また、VG2でディンプル深さ18 μ m以外のディンプル試験片の $f \sim G$ 曲線は右上がり流体潤滑領域にあることを示した。そしてディンプル深さによる $f \sim G$ 曲線の上下関係は試験流体、 G 値によってほとんど変化しなかった。

平滑試験片のようにしゅう動する理想的平行平板同士は理論的には流体潤滑しないとされるが⁵⁴⁾、本試験では平滑試験片に $f \sim G$ 曲線が右上がりとなる流体潤滑領域が存在した。この理由として(1)測定限界以下のしゅう動面上のうねり(2)振動(3)回転軸と静止軸の偏心などによる油膜厚みの増加つまり流体潤滑の発生を示唆する種々の要因が考えられる。また、他の平滑試験片による同一条件下の試験でも摩擦係数 f はほぼ同じ値を示した。すなわち、ディンプル試験片でも平滑試験片と同様油膜厚みが増加し摩擦係数 f が低下する可能性が考えられるが、 $f \sim G$ 曲線の相対的な位置関係は変化しないと考えた。

この試験におけるディンプル深さと摩擦係数 f の関係を図4・7に整理した。この結果より試験流体の種類に関係なくディンプル深さが6 μ mまでは深さが浅くなるにしたがい摩擦係数 f が低下し、さらに浅い3 μ mでは逆に摩擦係数 f が上昇することが判った。このような関係はI.Etsionら²⁹⁾による直径90 μ mの円形ディンプルを用いた試験結果とほぼ一致した。

円形ディンプル直径の影響

ディンプル深さが一定の場合およびディンプル直径に対する深さの比率を一定とした場合のディンプル直径による $f \sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価して結果をそれぞれ図4・8, 図4・9に示す。これらの試験においてしゅう動速度は3 m/sとした。まず、深さ一定の場合の結果を示す。深さの値は前述の結果において摩擦係数 f が最も低くなった6 μ mとした。試験結果より、ディンプル深さによる影響の結果と同様にすべてのディンプル試験片で平滑試験片よりも摩擦係数 f が小さくなること、ディンプル試験片の $f \sim G$ 曲線はすべて右上がり流体潤滑領域にあることが判った。そしてディンプル直径による $f \sim G$ 曲線の上下関係は試験流体、 G 値によって変化しなかった。

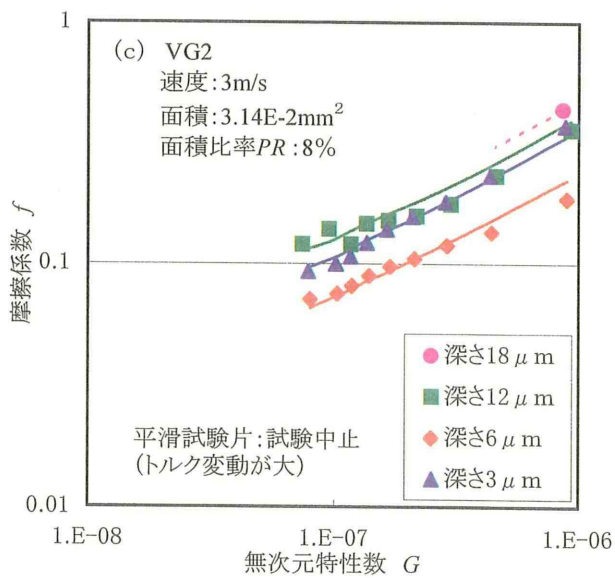
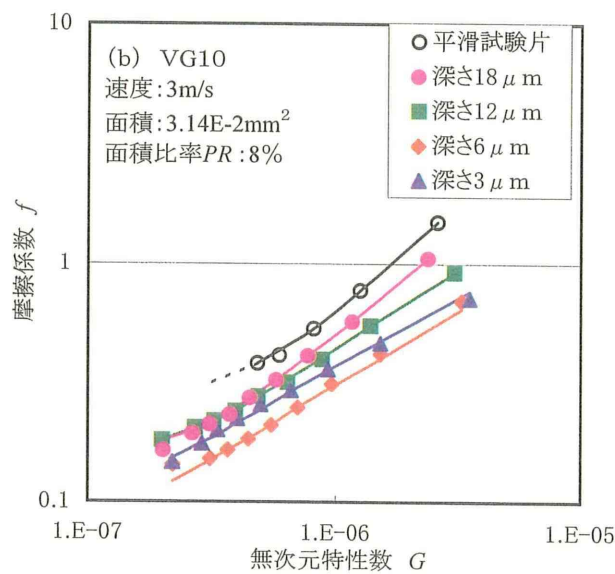
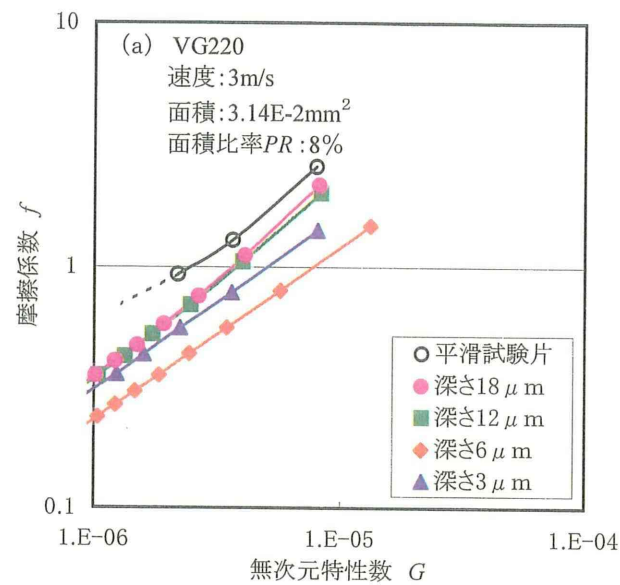


図4・6 深さによる $f \sim G$ 曲線への影響
(直径: $200 \mu m$)

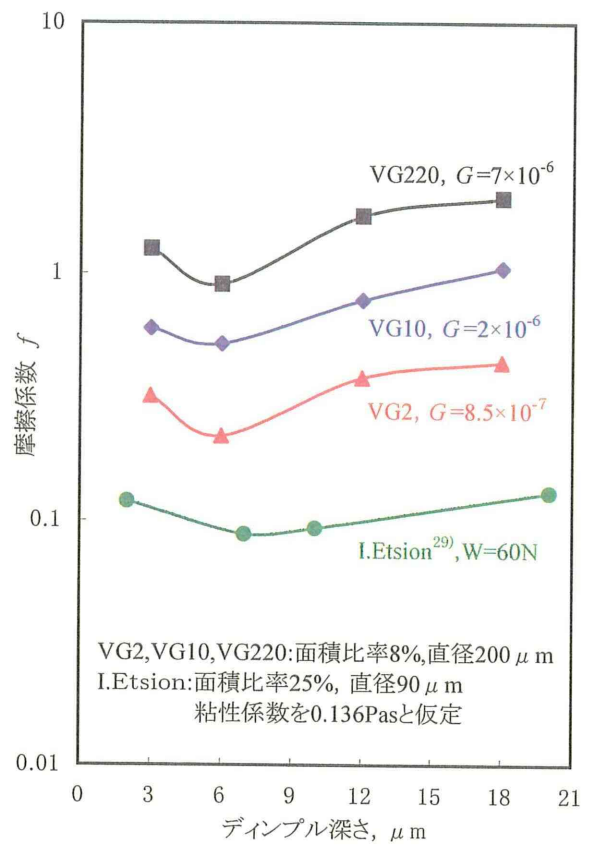


図4・7 深さと摩擦係数 f の関係

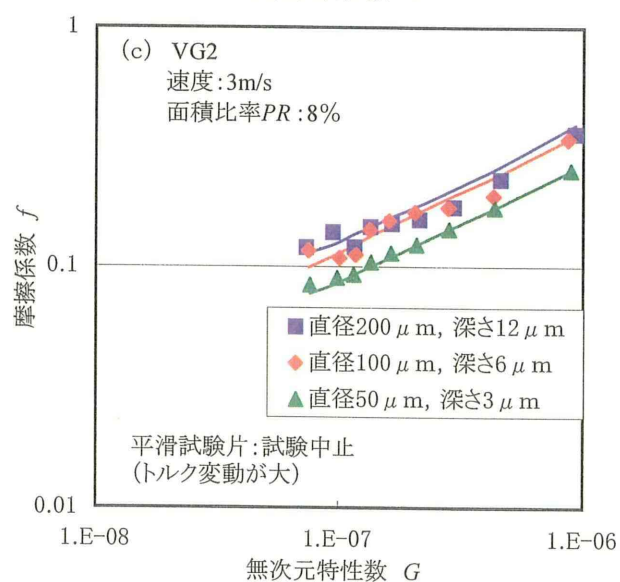
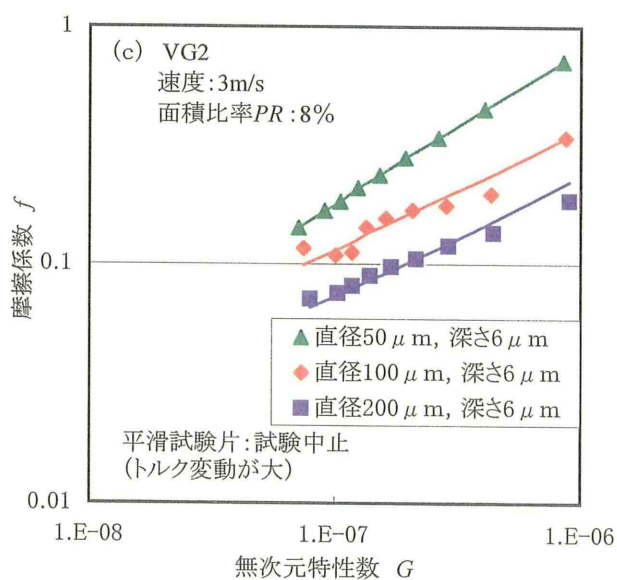
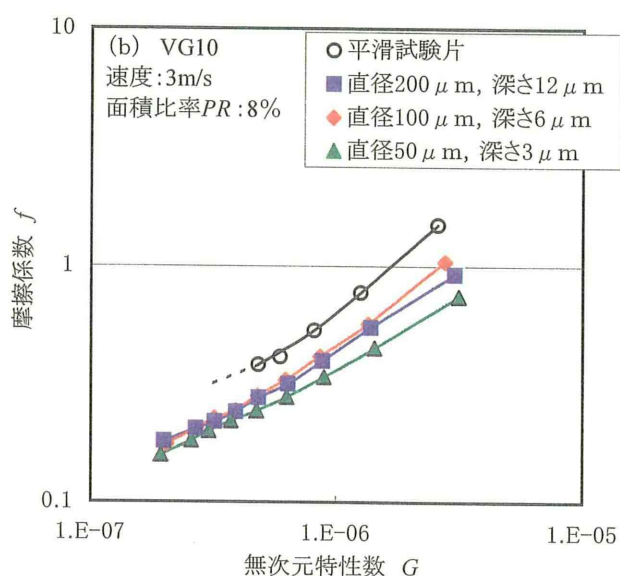
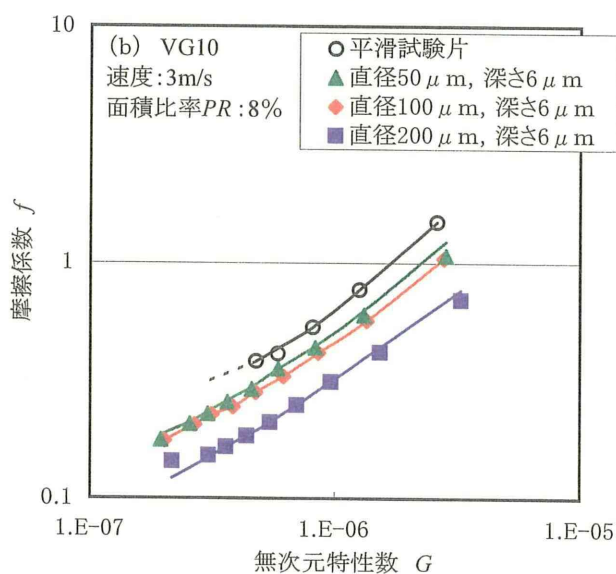
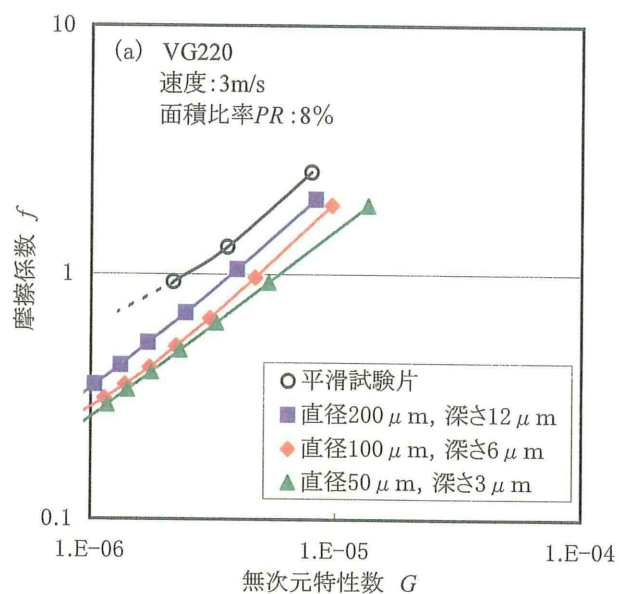
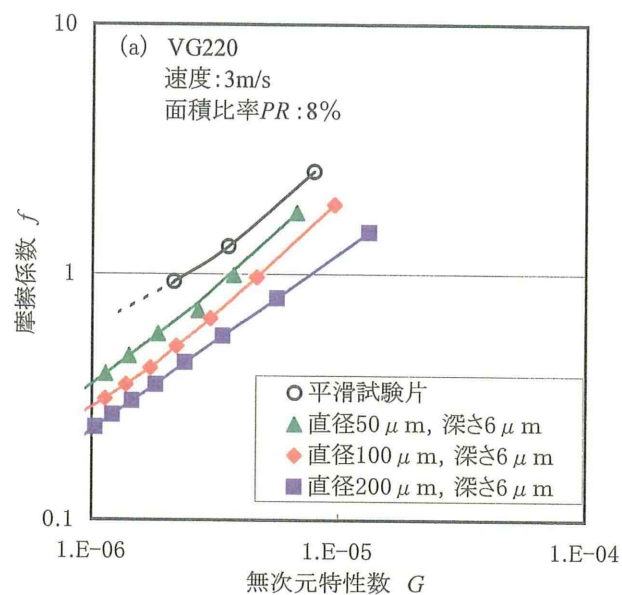


図4・8 直径による $f \sim G$ 曲線への影響
(深さ一定: 6 μm)

図4・9 直径による $f \sim G$ 曲線への影響
(深さ/直径比率一定: 6%)

次に、ディンプル直径に対する深さの比率を一定とした場合の結果を示す。これは気孔分散材をモニタリングする試験に相当すると考えた。気孔分散材中の気孔はランダムに分散されているため、深さの比率が同一となる気孔の個数の割合は気孔直径によらず一定と考えられる。深さの比率は気孔が表面に輪切りにされた円の直径に対応するが、この円の直径の分布は気孔直径が異なる気孔分散材においても実測により同等となることを確認した。なお、気孔の赤道部分より上部と下部で表面と交差する個数の割合は同一と考えた。また、深さの比率が12 %未満において摩擦係数 f が低下する傾向が示唆されている²⁹⁾。そこで本試験においては深さの比率を6%とした。試験結果より、後述のディンプル直径と摩擦係数 f との関係以外の $f \sim G$ 曲線の傾きなどはディンプル深さが一定の場合と同様の挙動を示すことが判った。

これらの試験におけるディンプル直径と摩擦係数 f との関係をディンプル深さが一定の場合、ディンプル直径に対する深さの比率が一定の場合についてそれぞれ図4・10、図4・11に整理した。試験流体に関係なく、ディンプル深さが一定の場合はディンプル直径が大きいほど摩擦係数 f が低減し、比率が一定の場合はほぼディンプル直径が大きいほど摩擦係数 f が増加の傾向を示した。つまりディンプル深さが一定の場合と比率が一定の場合ではディンプル直径と摩擦係数 f の関係が全く逆となることが判った。

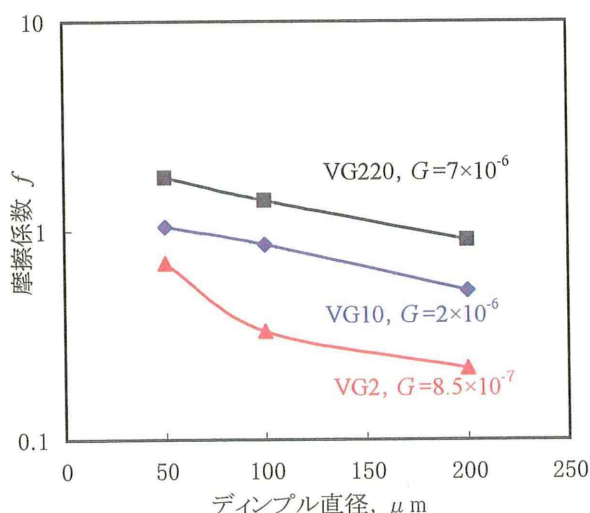


図4・10 直径と摩擦係数 f の関係
(面積比率PR:8%, 深さ/直径比率一定:6%)

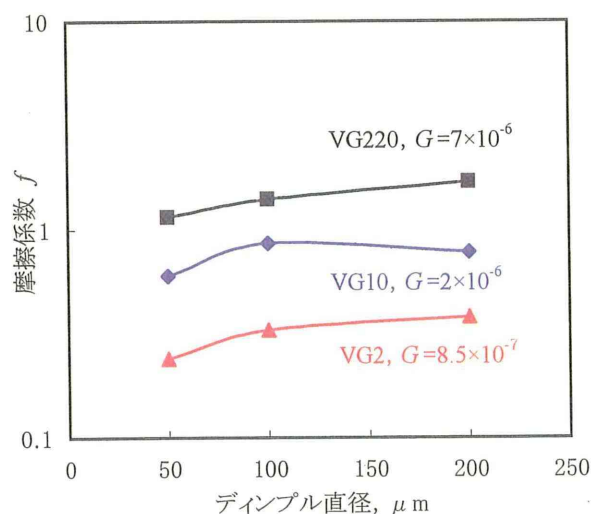


図4・11 直径と摩擦係数 f の関係
(面積比率PR:8%, 深さ/直径比率一定:6%)

4-2-2-3 円形ディンプルの配列による摩擦係数への影響

円形ディンプルの配列による影響を検討した試験片において、ディンプルの直径、深さはそれぞれ 200 μ m, 6 μ m とした。これは前述の結果で最も摩擦係数 f が低減した値である。

円形ディンプル面積比率 PR の影響

ディンプル面積比率 PR による $f \sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図 4・12 に示す。ディンプルについて、ディンプル間隔比 IR は 1 とし、しゅう動速度は 3 m/s とした。試験結果より、ディンプル深さ・直径による影響の結果と同様にすべてのディンプル試験片において、その摩擦係数 f が平滑試験片の値より小さくなること、 $f \sim G$ 曲線が流体潤滑を示すこと、面積比率 PR による $f \sim G$ 曲線の上下関係は G 値などによって変化しないことが判った。

この試験におけるディンプル面積比率 PR と摩擦係数 f の関係を図 4・13 に示す。ディンプル面積比率 PR を 4 ～ 32 % の範囲とした場合、試験流体に関係なく面積比率 PR が大きいほど摩擦係数 f が低減することが判った。

円形ディンプル配列の影響

ディンプル間隔比 IR を含むディンプル配列による $f \sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図 4・14 に示す。ディンプルについて、面積比率 PR は 8% とし、しゅう動速度は 3 m/s とした。ディンプルの間隔比 IR を制御した試験片とランダムに配列した試験片により試験を行った。ディンプルの間隔比 IR は 1/2, 1, 2 について検討し、それぞれ径方向密（しゅう動方向粗）、等間隔、周方向密な配列（しゅう動方向密）となる。また、Co バインダ超硬合金製の気孔分散材の結果もあわせて示した。Co バインダ超硬合金製気孔分散材の気孔の面積比率 PR は光学顕微鏡写真による測定の結果、表 2・1 に示したように約 9 % となりディンプルしゅう動材にほぼ等しい。試験結果より、ディンプル形状などによる影響の結果と同様にすべての試験片において、その摩擦係数 f が平滑試験片の値より小さくなること、 $f \sim G$ 曲線が流体潤滑を示すこと、面積比率 PR による $f \sim G$ 曲線の上下関係は G 値などによって変化しないことが判った。また、ランダム配列の場合は間隔比 IR が 1 の場合とほぼ同等で気孔分散材よりも摩擦係数 f が小さい結果となった。気孔分散材の摩擦係数 f はディンプル試験片よりも高めとなった。また、試験流体が VG2・10 では 200 N に達しない荷重で混合潤滑を示唆するトルク変動が発生し試験を中止した。

この試験におけるディンプル配列と摩擦係数 f の関係を図 4・15 に示す。ディンプル間隔比 IR の影響では間隔比 IR 1 すなわち等間隔の摩擦係数 f が最も低い値となった。また、

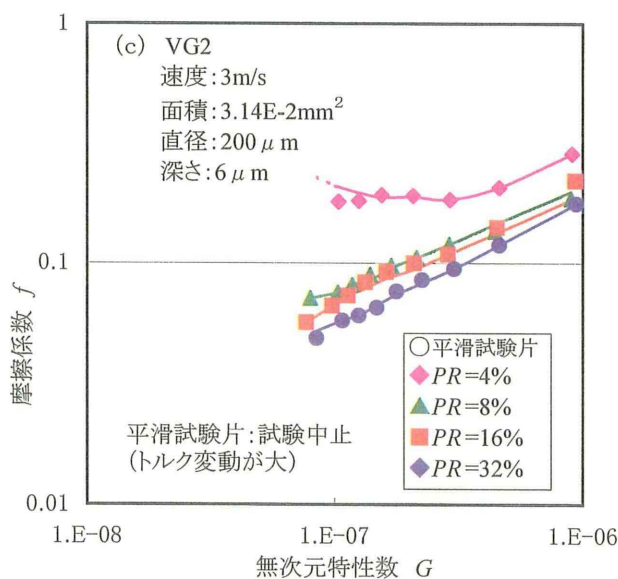
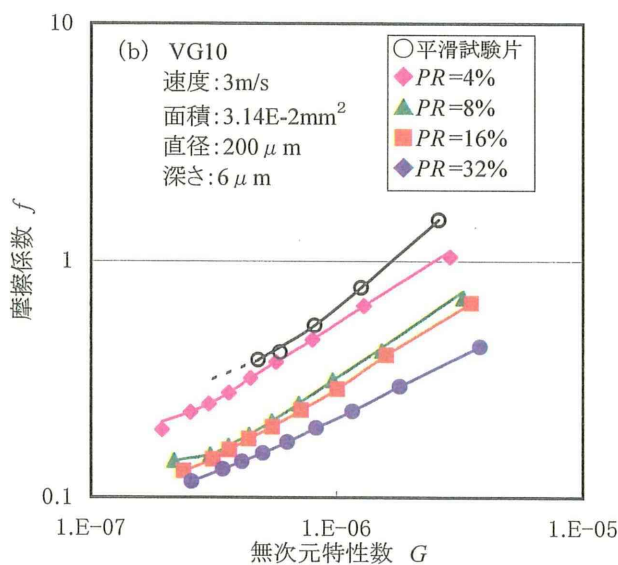
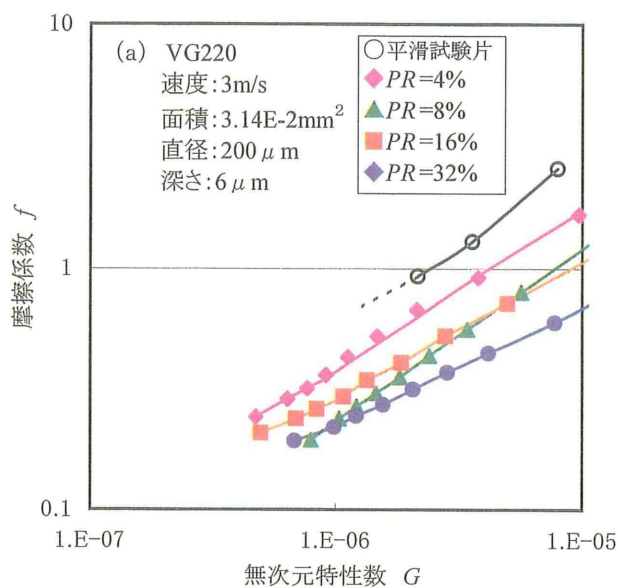


図4・12 面積比率PRによる $f \sim G$ 曲線への影響

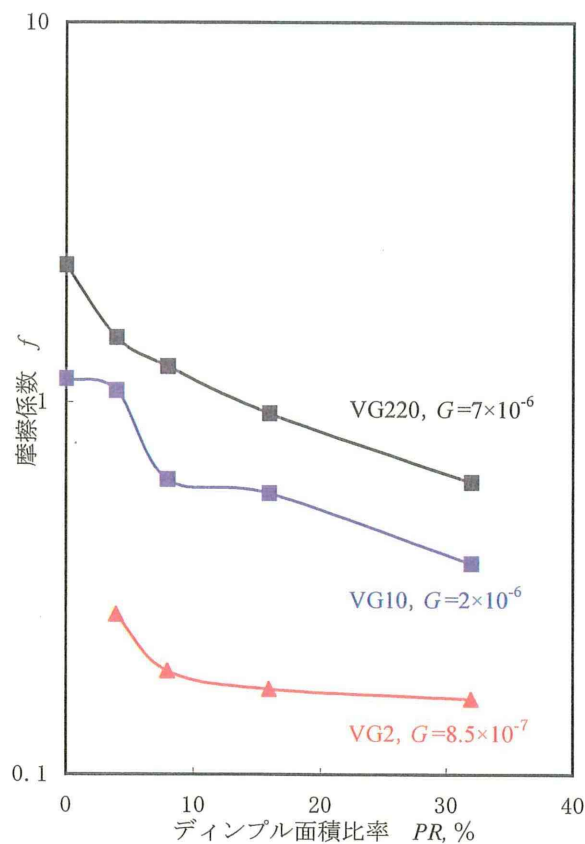


図4・13 面積比率PRと摩擦係数 f の関係
(直径: $200 \mu\text{m}$, 深さ: $6 \mu\text{m}$)

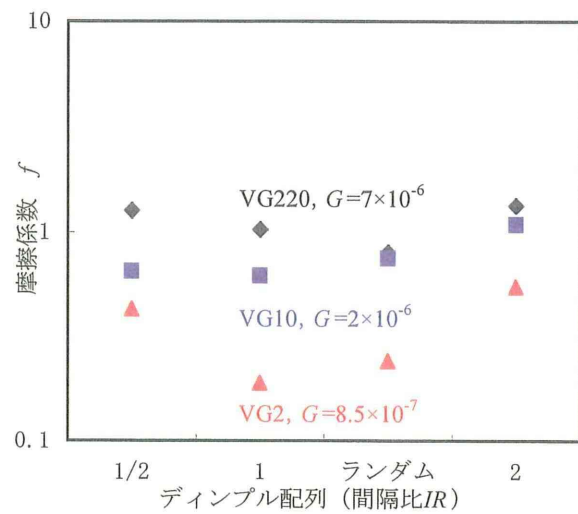
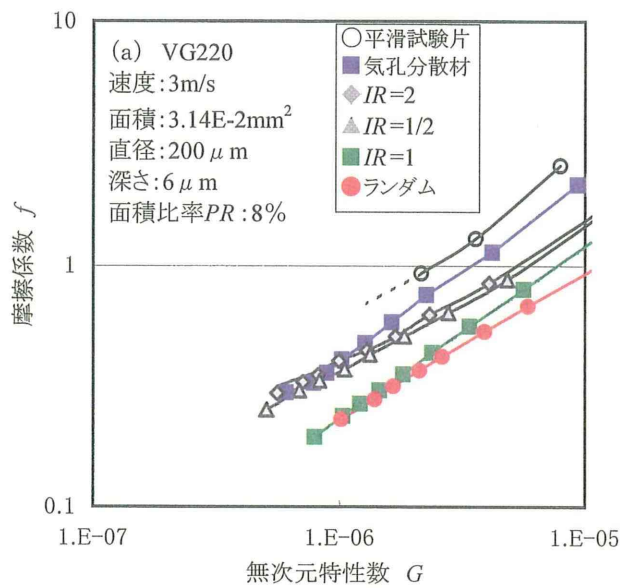


図4・15 配列と摩擦係数 f の関係
(面積比率 $PR: 8\%$, 直径: $200 \mu\text{m}$, 深さ: $6 \mu\text{m}$)

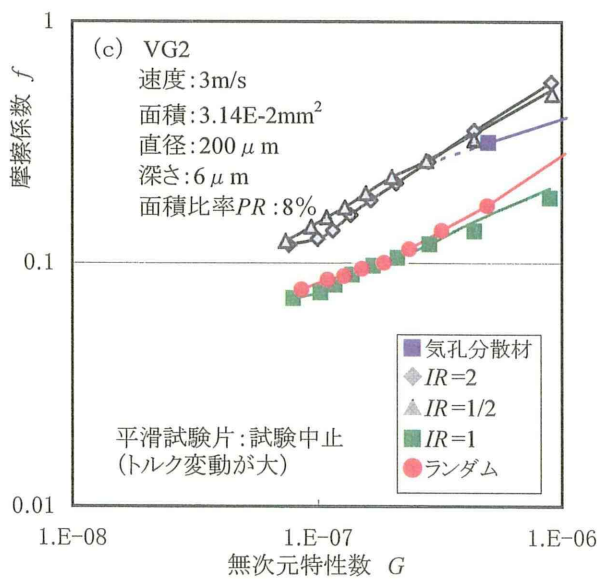
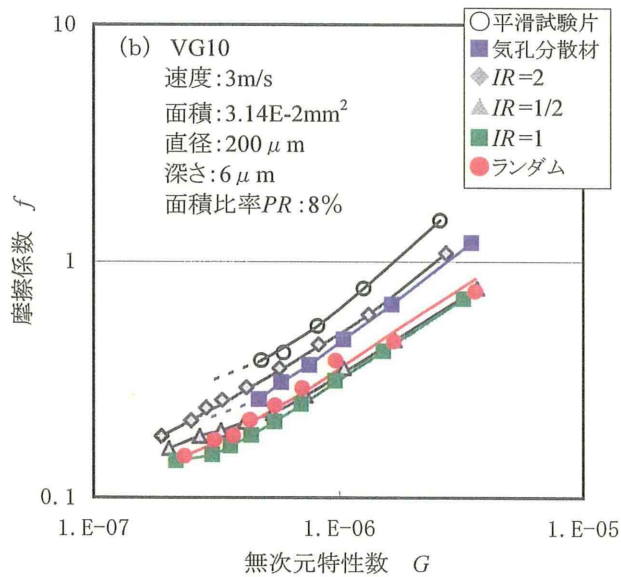


図4・14 配列による $f \sim G$ 曲線 への影響

ランダム配列は間隔比 IR が 1 の場合と大きな差は生じないことが判った。さらに気孔分散材よりもランダムディンプル試験片の摩擦係数 f が低い値を示したことから、ランダム配列の円形ディンプル形状は間隔比 IR が 1 の円形ディンプルと同一としたことなどから、ディンプル配列よりもディンプル形状の制御の方が摩擦係数 f の低減に対して効果的であるといえる。

4-2-2-4 荷重, しゅう動速度, 試験流体の摩擦係数への影響

ディンプル形状が同じ試験片（直径 $200\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$, 面積比率 $PR=8\%$, 間隔比 $IR=1$ ）について荷重, しゅう動速度, 試験流体を変更して行ったしゅう動試験結果を図 4・16 にまとめた。しゅう動速度は 3, 6, 9m/s とした。なお, 結果は示していないが他のディンプル形状についてもほぼ同様の傾向が得られた。図中の最小二乗法を用いて当てはめた直線について, $G \geq 10^{-6}$ で傾きが 0.752, 相関係数が 0.974 となり, $G \leq 10^{-6}$ で傾きが 0.572, 相関係数が 0.943 となった。この結果より, G 値が大きくなると $f \sim G$ 曲線の傾きも大きくなること, $G=1 \times 10^{-6}$ において各直線の値が一致していることが判る。 $f \sim G$ 曲線はストライベック曲線の一種とされるが, ストライベック曲線はすべり軸受ではその特性を表し, 設計の指針となっている。本ディンプル加工試験片においてもディンプル形状が一定の場合, すべり軸受と同様に流体潤滑下で G 値が同じであれば, 荷重, しゅう動速度, 試験流体の粘性係数を変化させても同じ摩擦係数 f が得られることが判った。

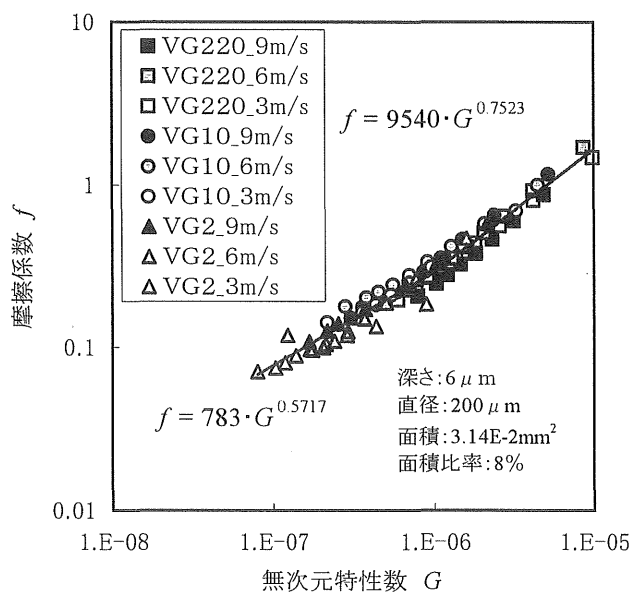


図4・16 荷重, しゅう動速度, 試験流体の影響

4-3 数値解析

4-3-1 緒言

前節における等方性（円形）ディンプルのしゅう動試験結果より形状の制御は配列の制御よりも摩擦係数低減に効果的であることが判った。また、気孔分散材の気孔面積比率（約8%）と同一とした場合のディンプル形状の摩擦係数 f への影響は、気孔分散材の最適化の指針として重要と考えられる。これらの理由により、ディンプル深さとディンプル直径に注目して数値解析を行った。数値解析の方法としては複雑な3次元形状のモデル化が可能で流体力学の基礎式（ナビア・ストークス式）における慣性項を考慮している有限要素法（FEM）、2次元の単純形状（レイリーステップ形状）のみのモデル化が可能で慣性項を無視したレイノルズの無限幅軸受理論による簡易的な方法の2種類で行った。

4-3-2 有限要素法（FEM）による数値解析

4-3-2-1 計算方法

有限要素法（FEM）解析条件を表4・3に示す。最小油膜厚み h^* は試験において測定されたしゅう動トルク値より推定される値およびメカニカルシールで測定された値^{3,6)}を含んだものとした。ディンプル形状、ディンプル間隔比 IR 、ディンプル面積比率 PR 、しゅう動速度は試験に用いたディンプル形状、試験条件を模擬した。試験流体はVG10とし、その粘性係数はしゅう動面近傍温度による補正後の代表的な値を用いた。有限要素法の仮定は第2章に示した通りとした。第2章の図2・14に示した単位セルの径方向端部（ $y = L_r/2$ ）は、圧力指定境界（ $P=0$ ）、対称境界で解析を行ったが解析結果はほぼ同等であったため、次節では対称境界の結果のみ示した。ディンプル断面形状は三角形、円弧、台形の

表4・3 FEM解析の条件

最小油膜厚み h^*	0.3, 1, 4 μm
ディンプル深さ ($h_1 - h^*$)	3, 6, 12, 18 μm
ディンプル直径	50, 100, 200 μm
ディンプル面積比率 PR	8%
ディンプル間隔比 IR	1
試験流体の粘性係数 μ	$7 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ (VG10)
試験流体の密度 ρ	0.9g/cm ³
しゅう動速度 U	3m/s

3 種類について解析を行った。どの形状においても大きな差異は認められないが、三角形とした場合の解析結果が最もしゅう動試験結果との整合性を有していた。また、図 2・12 などの実測によるディンプル断面形状もほぼ三角形を示すと思われるため、次節では断面形状が三角形の結果のみ示した。なお、摩擦係数 f の算出に関し、理想的には負荷容量 W_c は荷重 W と釣り合うため式 (2-8) より次の式 (4-6) が導かれ、摩擦係数 f が摩擦力 F' 、負荷容量 W'_c より求められる。

$$f = \frac{F}{W} = \frac{F}{W_c} = \frac{(F/A)}{(W_c/A)} = \frac{F'}{W'_c} \quad (4-6)$$

ここで、 A ：単位セル面積 (F と W_c の算出のための積分を行った面積) とした。

4-3-2-2 計算結果と考察

円形ディンプル深さによる影響

図 4・17、図 4・18 にディンプル深さを変更した場合のディンプル周辺の圧力分布、しゅう動方向の摩擦応力分布の等圧図を示す。この解析条件はディンプル直径 $200\mu\text{m}$ 、最小油膜厚み $h^* = 0.3\mu\text{m}$ とした。これらの図はディンプルと反対側のしゅう動面における分布を示しており、そのしゅう動方向は左から右とした。また、圧力分布の色に関して青色が負圧域、赤色が正圧域、緑が周囲圧域（大気圧域）を示しており、しゅう動方向の摩擦応力分布の色に関して青色から赤色系になるに従い値が高くなっている。まず、圧力分布の結果よりしゅう動方向上流側のディンプル縁部分の近傍に負圧、下流側のディンプル縁部分の近傍に正圧が発生していることが判った。次に、しゅう動方向の摩擦応力分布の結果より油膜が厚くなっているディンプル部分の値が低く、油膜が薄いディンプル以外の最小油膜部分の値が大きくなっており、ディンプル縁部分の圧力発生によりしゅう動方向の摩擦応力値が影響を受けていることが判った。

これらの分布におけるディンプル中央部での圧力曲線、しゅう動方向の摩擦応力分布曲線を図 4・19 に示した。(a) の圧力分布曲線をみると圧力の最小値・最大値はディンプルの縁部分に発生しており、ディンプル深さが浅いほど高くなった。また、(b) のしゅう動方向の摩擦応力分布曲線をみるとしゅう動方向の摩擦応力値ではディンプル以外の油

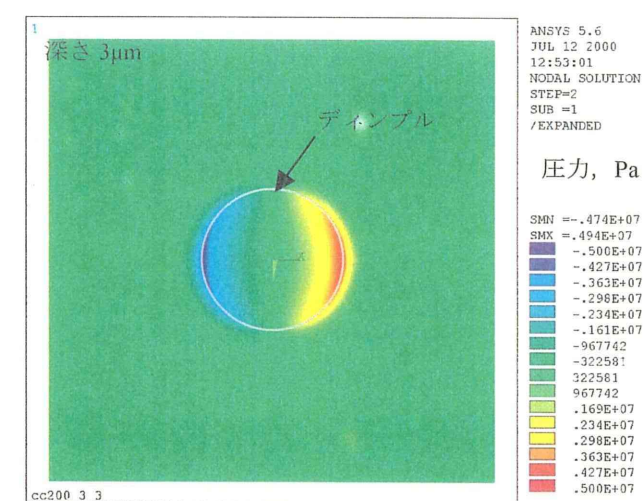
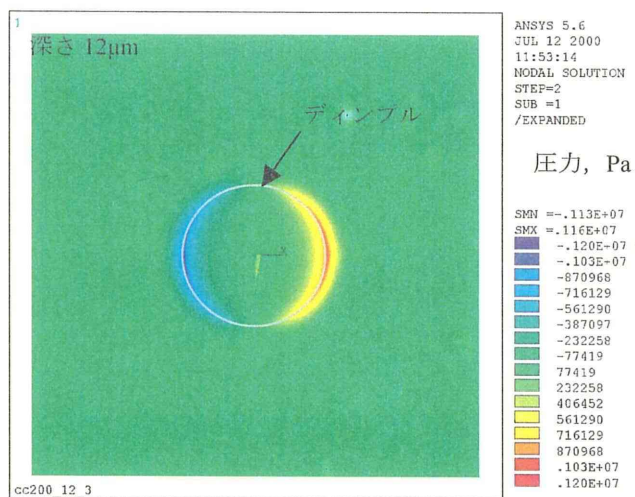
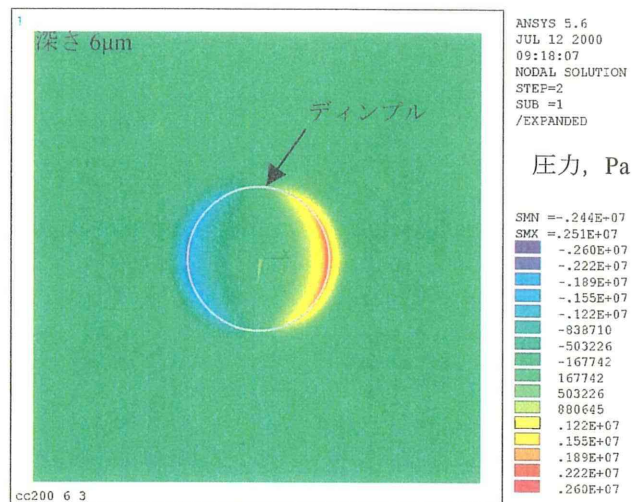
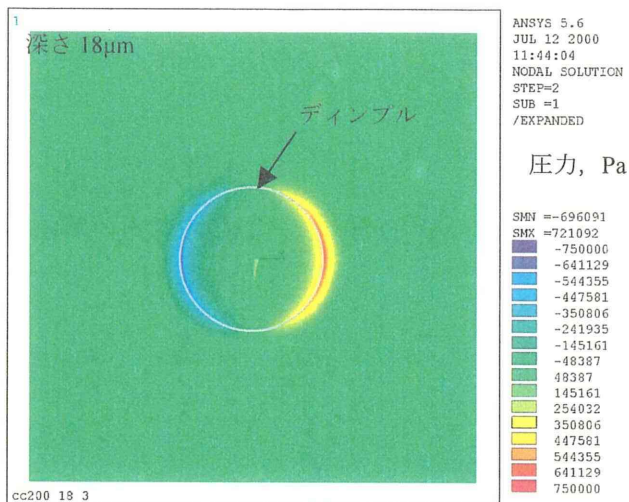
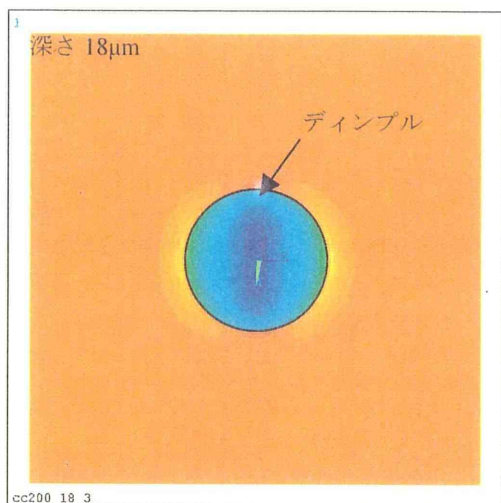
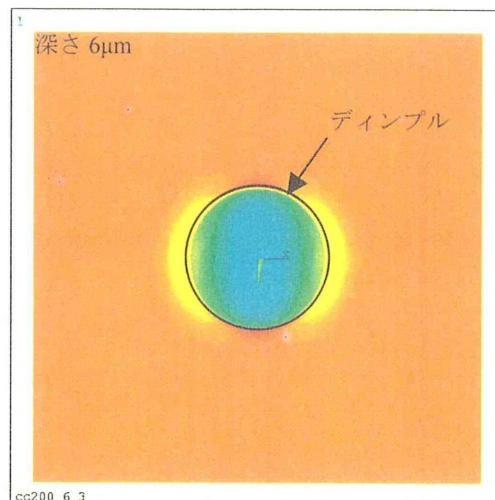


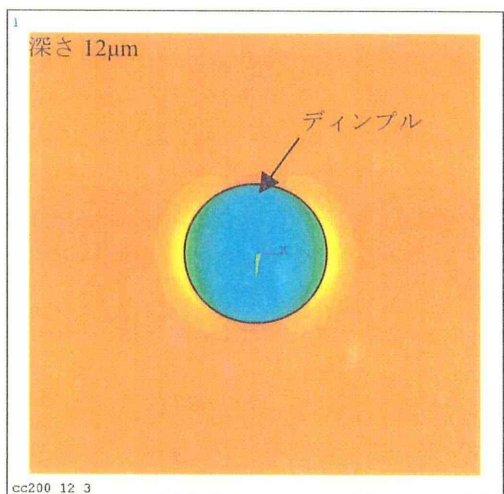
図4・17 ディンプル周辺の圧力分布 (FEM)
(直径:200 μm , 面積比率 PR :8%, 最小油膜厚み h^* :0.3 μm)



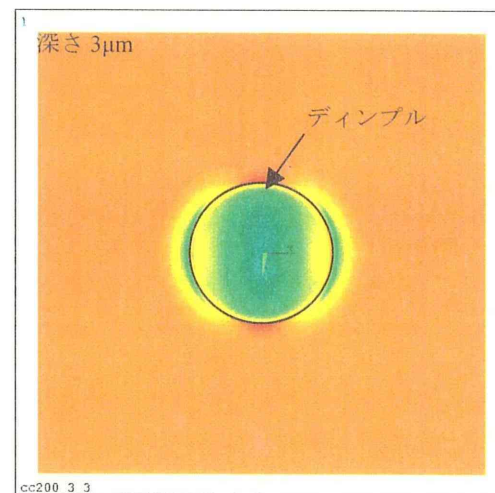
ANSYS 5.6
JUL 12 2000
11:46:18
NODAL SOLUTION
STEP=2
SUB =1



ANSYS 5.6
JUL 29 2000
14:57:42
NODAL SOLUTION
STEP=2
SUB =1

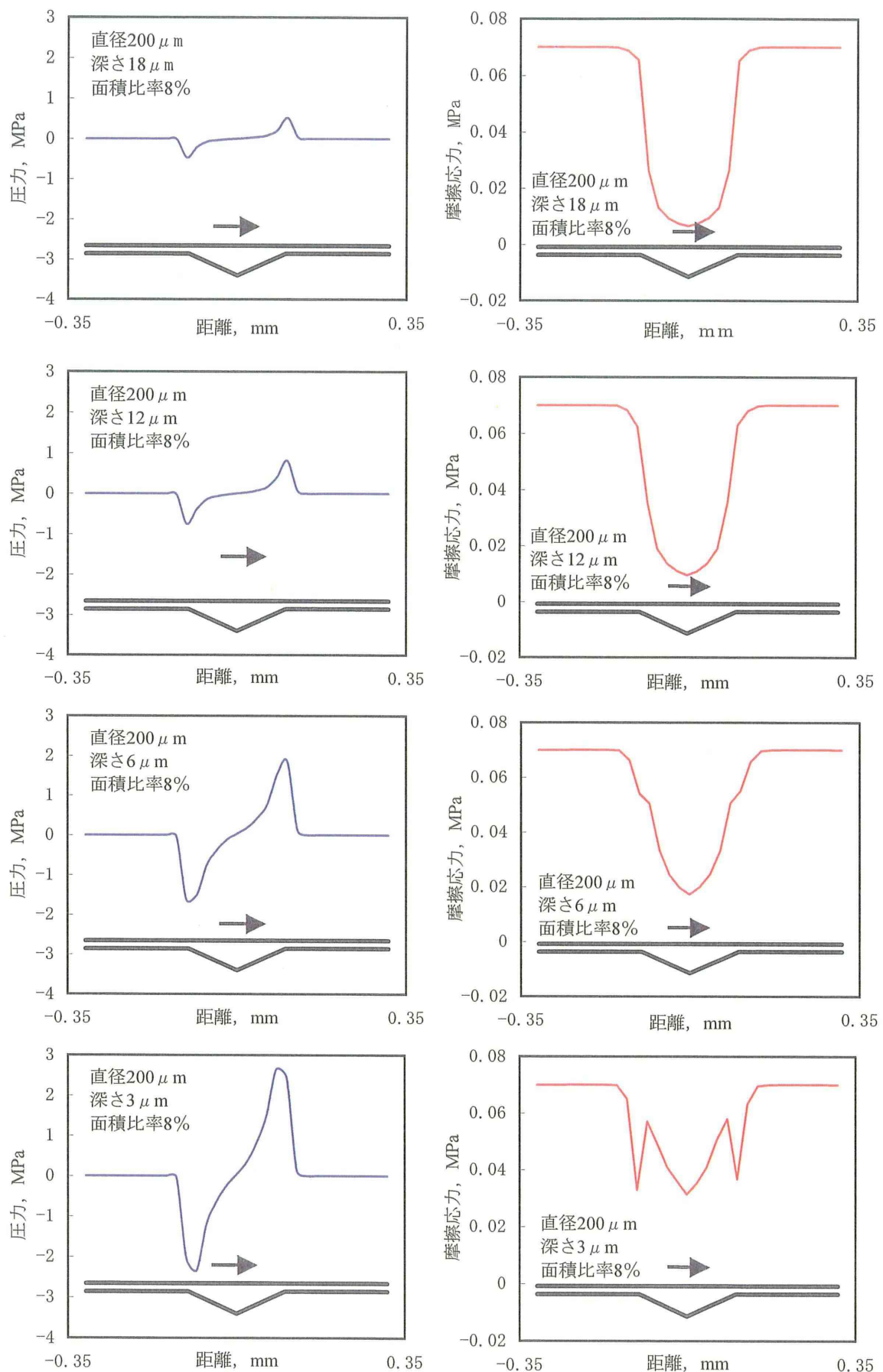


ANSYS 5.6
JUL 12 2000
11:54:46
NODAL SOLUTION
STEP=2
SUB =1



ANSYS 5.6
JUL 12 2000
14:25:29
NODAL SOLUTION
STEP=2
SUB =1

図4・18 ディンブル周辺の摩擦応力分布 (FEM)
(直径:200 μ m, 面積比率 PR:8%, 最小油膜厚み h^* :0.3 μ m)



(a) 圧力分布曲線

(b) 摩擦応力分布曲線

図4・19 ディンプル中央部の圧力・摩擦応力分布曲線 (FEM)
(最小油膜厚み h^* : 0.3 μm)

膜における値は同一となっており、ディンプル部分における値はディンプル深さが浅いほど高くなった。しゅう動方向の摩擦応力は流体の粘性、圧力分布による影響を受ける。流体の粘性による影響のみを受けるとしゅう動方向の摩擦応力は油膜厚みの関数となって、その分布はディンプルの断面形状と相似となる。ディンプル断面形状からのしゅう動方向の摩擦応力分布形状のずれが圧力による影響と考えられる。

最小油膜厚み h^* が 0.3, 1, 4 μm の有限要素法解析によって摩擦力 F' , 負荷容量 W_c' , 摩擦係数 f を算出した結果を図 4・20 に示した。これらの算出方法は第 2 章に示した通りとした。摩擦力 F' はしゅう動に対する抵抗力、負荷容量 W_c' は荷重を支える力を意味している。この結果より、摩擦力 F' はディンプル深さに関係なくほぼ同一の値を示すのに対して、負荷容量 W_c' はディンプル深さが浅いほど高い値になっていることが判った。これはディンプル縁部分に発生する最大圧力値の順と等しい。式 (4-6) より摩擦力 F' を負荷容量 W_c' で除して算出した摩擦係数 f はディンプル深さが浅いほど小さくなった。

円形ディンプル直径による影響

図 4・21, 図 4・22 にディンプル直径を変更した場合のディンプル周辺の圧力分布、しゅう動方向の摩擦応力分布の等圧図を示す。この解析条件はディンプル深さ 6 μm , 最小油膜厚み $h^*=0.3\mu\text{m}$ とした。これらの図はディンプルと反対側のしゅう動面における分布を示しており、そのしゅう動方向は左から右とした。圧力分布の色などに関しても深さによる影響の場合と同様とした。まず、圧力分布の結果よりしゅう動方向上流側のディンプル縁部分の近傍に負圧、下流側のディンプル縁部分の近傍に正圧が発生しており、ディンプル直径が小さいほど圧力発生部分の面積がディンプル面積に対して相対的に拡大していることが判った。次に、しゅう動方向の摩擦応力分布の結果より深さによる影響と同様に油膜が厚くなっているディンプル部分の値が低く、油膜が薄いディンプル以外の最小油膜部分の値が大きくなっており、ディンプル縁部分の圧力発生によりしゅう動方向の摩擦応力値が影響を受けていることが判った。

これらの分布におけるディンプル中央部での圧力曲線、しゅう動方向の摩擦応力分布曲線を図 4・23 に示した。圧力の最小値・最大値はディンプルの縁部分に発生しており、ディンプル直径が大きいほど高くなった。また、しゅう動方向の摩擦応力値ではディンプル部以外の油膜部で高くディンプル部分で低くなっており分布曲線はほぼ同一となった。深さによる影響の場合と同様にしゅう動方向の摩擦応力分布が圧力による影響を受けていることが判った。

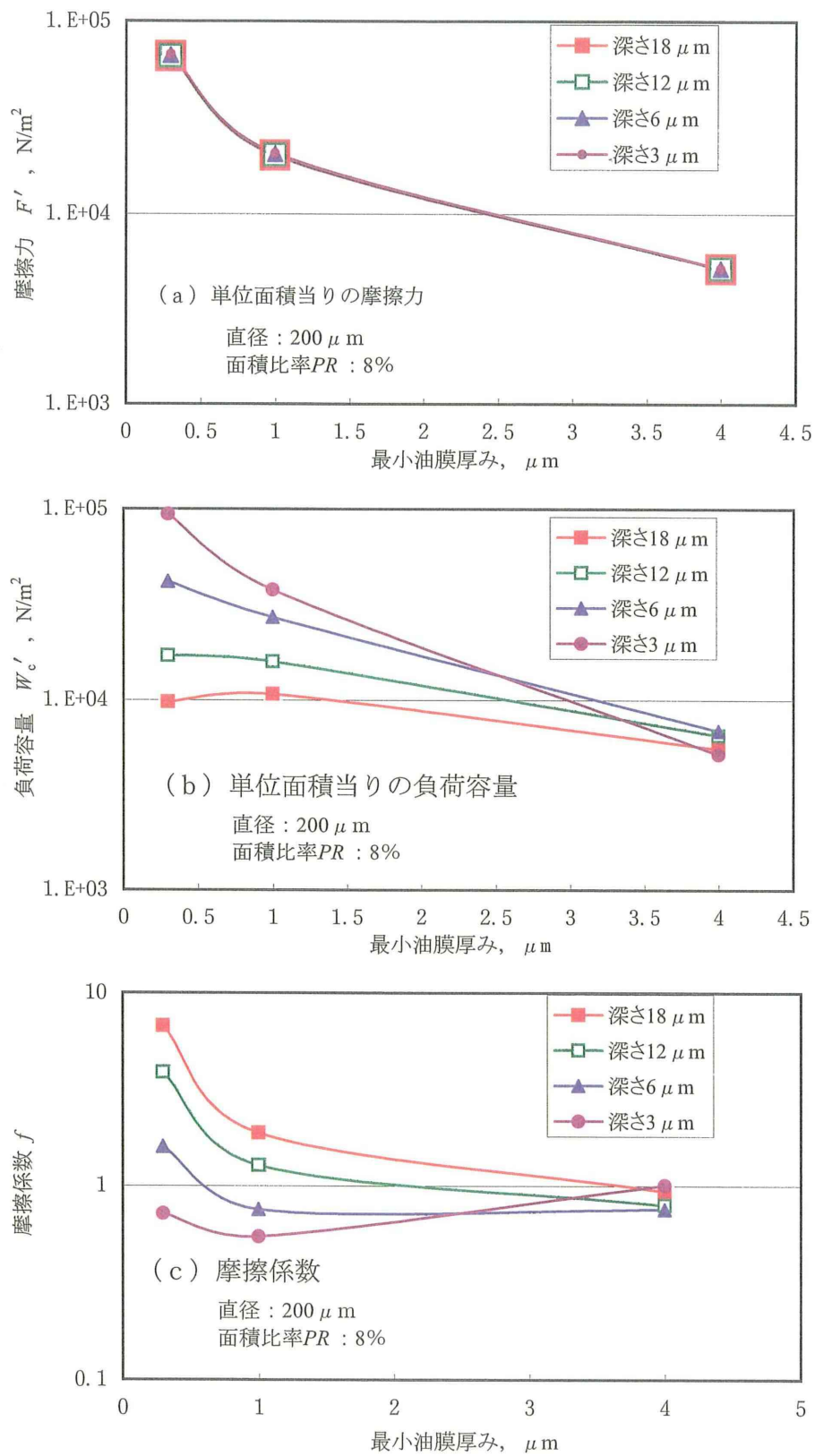


図4・20 各摩擦特性数へのディンプル深さの影響(FEM)

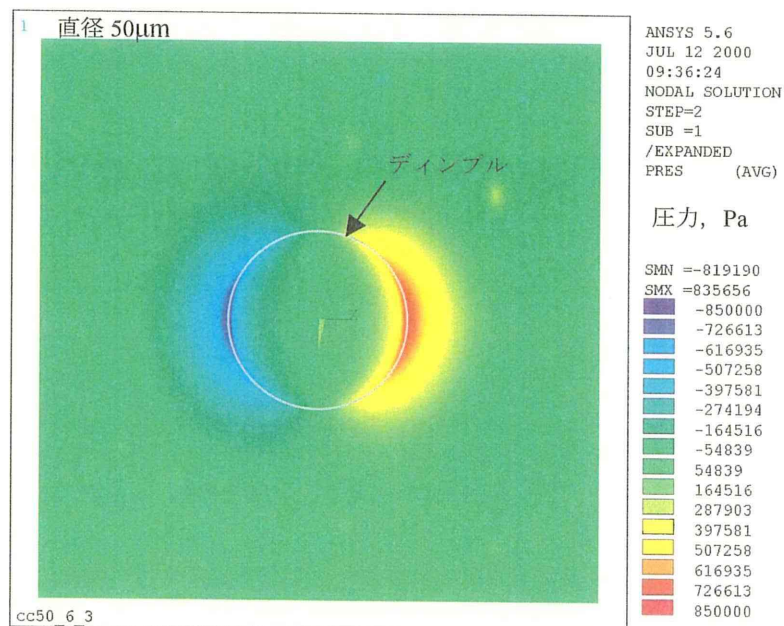
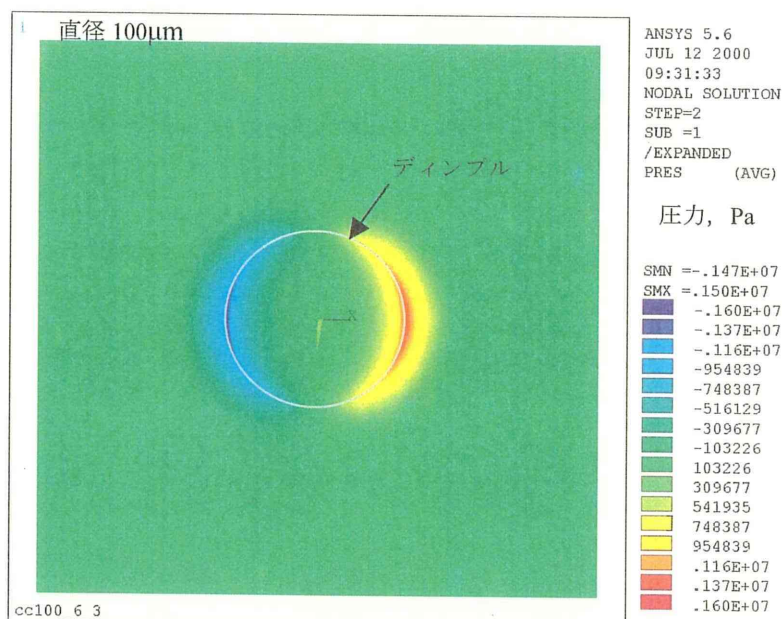
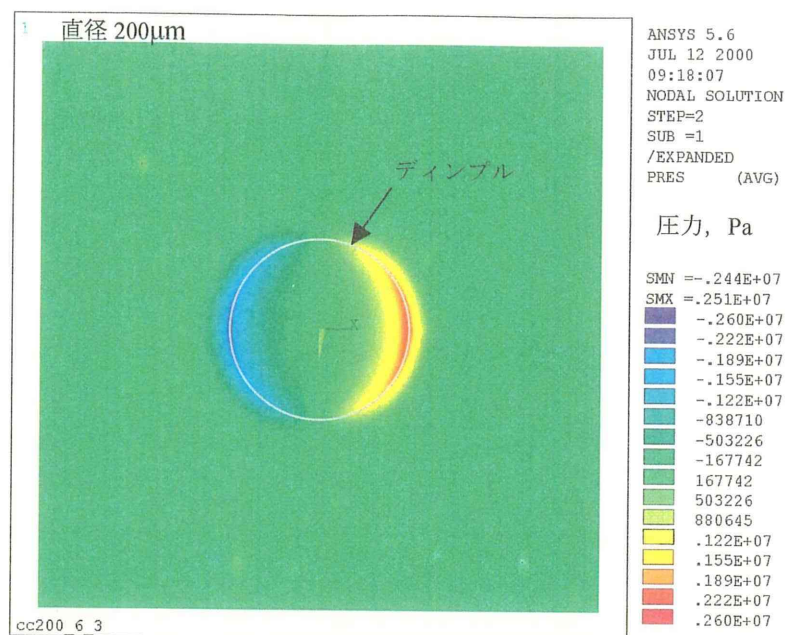


図4・21 ディンプル周辺の圧力分布(FEM)
(深さ:6 μ m, 面積比率 PR:8%, 最小油膜厚み h^* :0.3 μ m)

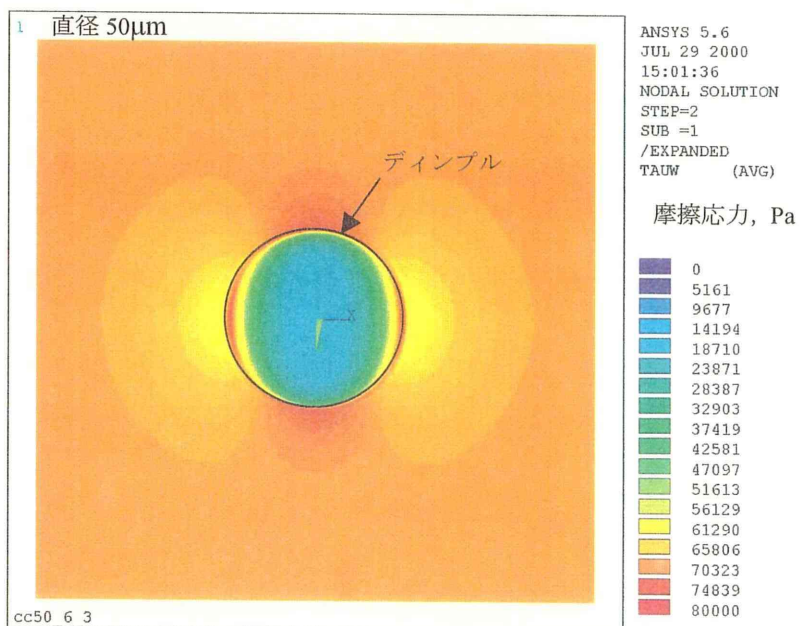
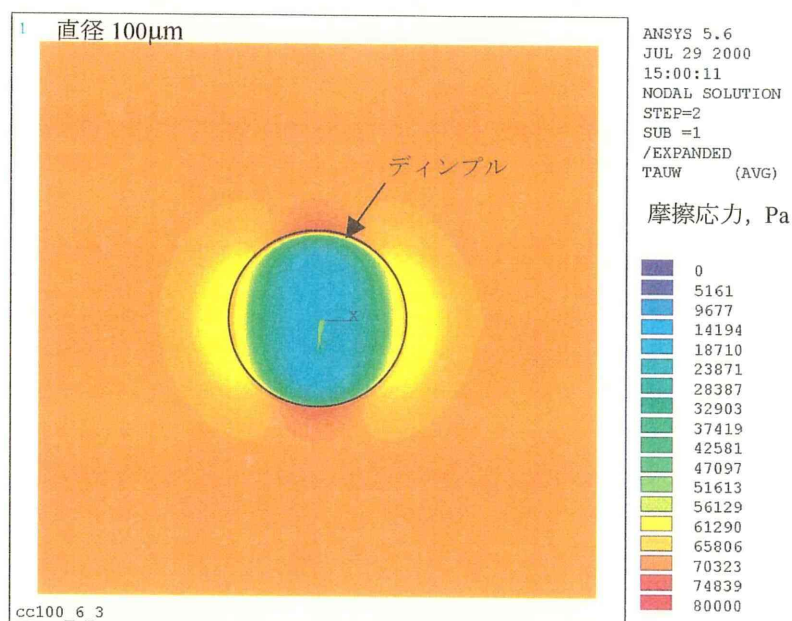
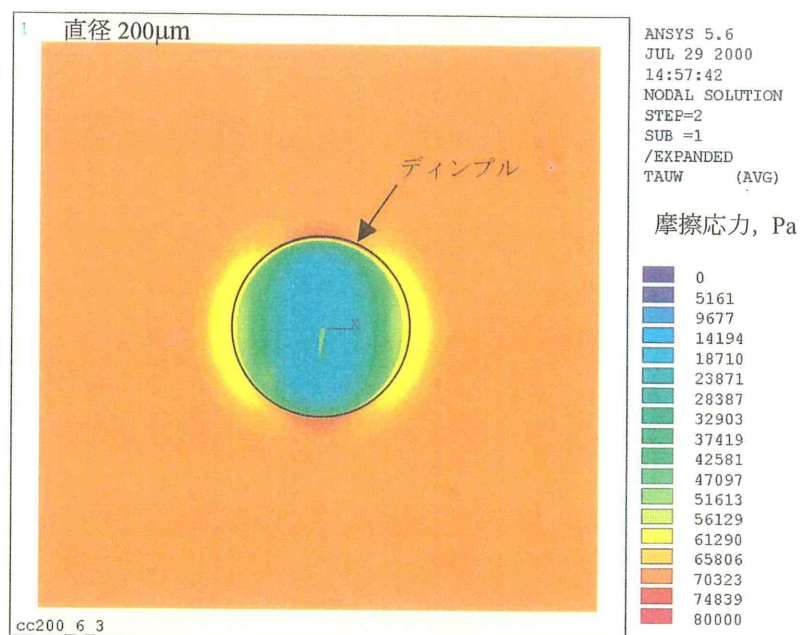
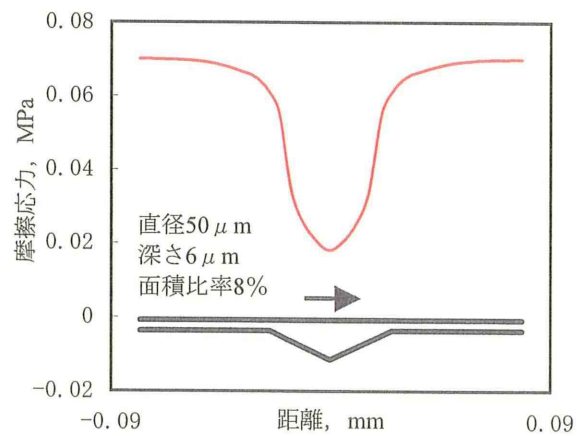
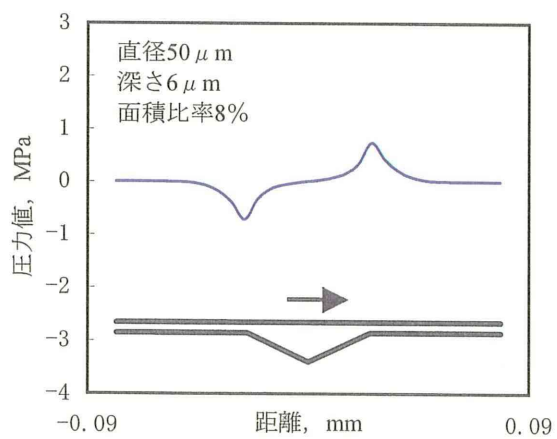
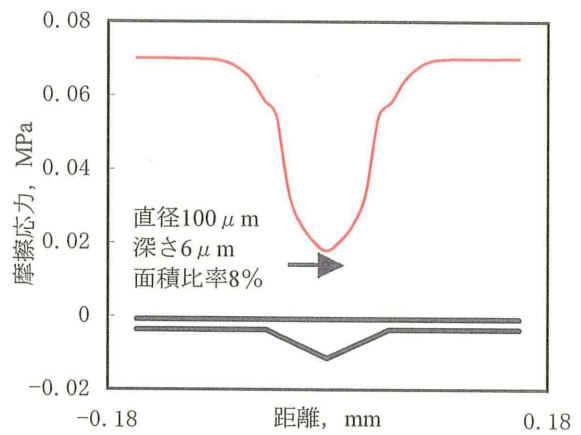
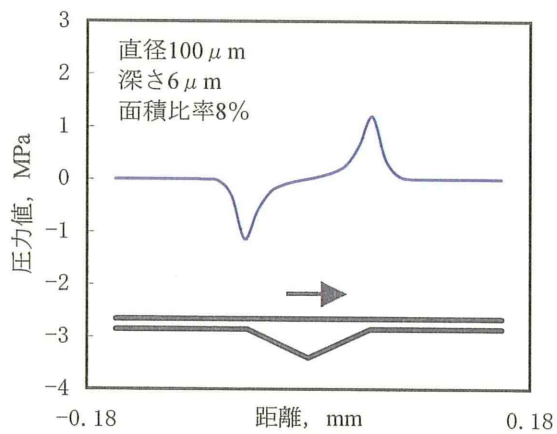
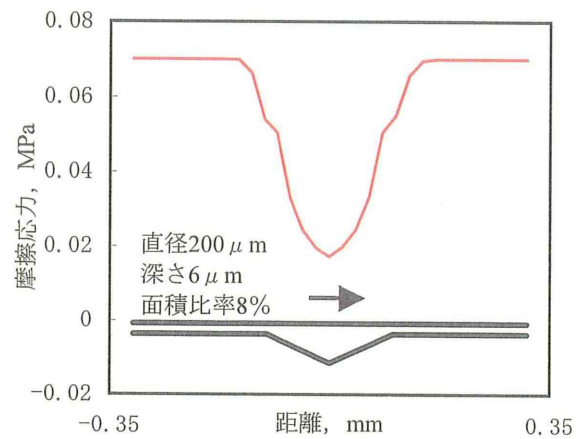
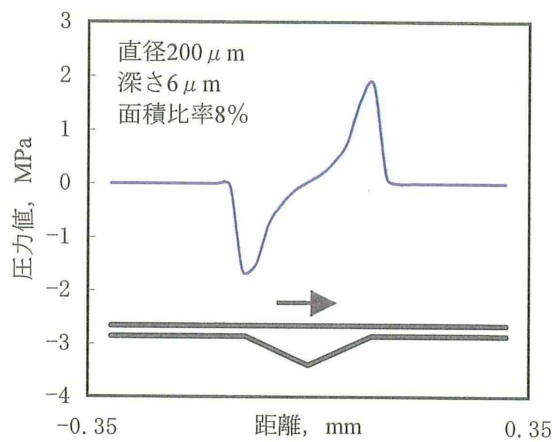


図4・22 ディンプル周辺の摩擦応力分布 (FEM)
(深さ:6 μm , 面積比率 PR:8%, 最小油膜厚み h^* :0.3 μm)



(a) 圧力分布曲線

(b) 摩擦応力分布曲線

図4・23 ディンプル中央部の圧力・摩擦応力分布曲線(FEM)
(最小油膜厚み h^* :0.3 μm)

最小油膜厚み h^* が 0.3, 1, 4 μm の有限要素法解析によって摩擦力 F' , 負荷容量 W_c' , 摩擦係数 f を算出した結果を図 4・24 に示した. この結果より, 摩擦力 F' はディンプル深さによる影響の結果と同様, ほぼ同一の値を示すのに対して, 負荷容量 W_c' はディンプル直径が大きいほど高い値になっていることが判った. これはディンプル縁部分に発生する最大圧力値の順と等しい. この結果, 式 (4-6) より摩擦力 F' を負荷容量 W_c' で除して算出した摩擦係数 f はディンプル直径が大きいほど小さくなった.

4-3-3 レイノルズの無限幅軸受理論による数値解析

4-3-3-1 計算方法

レイノルズの無限幅軸受理論による解析条件を表 4・4, 解析モデルを図 4・25 に示した. 解析条件は前節の FEM と同様に設定した. 解析モデルは径方向 (y 軸方向) のディンプルの列を一本の溝と仮定し, 周方向 (x 軸方向) の曲率は無視できるとした. すなわち, 図に示すように (a) のディンプル中央部断面形状を (b) のレイリーステップ形状でモデル化し, ディンプル周方向間隔, ディンプル周方向長さ, ディンプル深さをそれぞれ潤滑面長さ L_θ , 溝幅 $L_{\theta 1}$, 溝深さ $h_1 - h^*$ に対応させ, 回転運動を直線運動に近似した. 石渡・平林³⁵⁾ の理論解析のように $-L_\theta/2 \leq x \leq 0$ の範囲はキャビテーションの発生により圧力が 0 になるとして, $0 \leq x \leq L_\theta/2$ の範囲について式 (2-15)¹⁾ によりレイリーステップ形状の負荷容量 W_c を算出した. この負荷容量 W_c はしゅう動面の圧力の積分値である. また, しゅう動面の摩擦力 F の式¹⁾ は流体の粘性と圧力による影響を表している. 摩擦力 F の式は負荷容量 W_c の式とは異なり, 粘性の項を $-L_\theta/2 \leq x \leq 0$ の範囲についても考慮したため, 溝形状など各数値を代入して表した. なお, 粘性係数は一定とした.

$$F = \mu UL \int_{-L_\theta/2}^{L_\theta/2} \frac{1}{h} dx + L \int_0^{L_\theta/2} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (4-7)$$

ここで,

U : しゅう動速度

L : 軸受幅 (=1)

h : 油膜厚み

P : 圧力

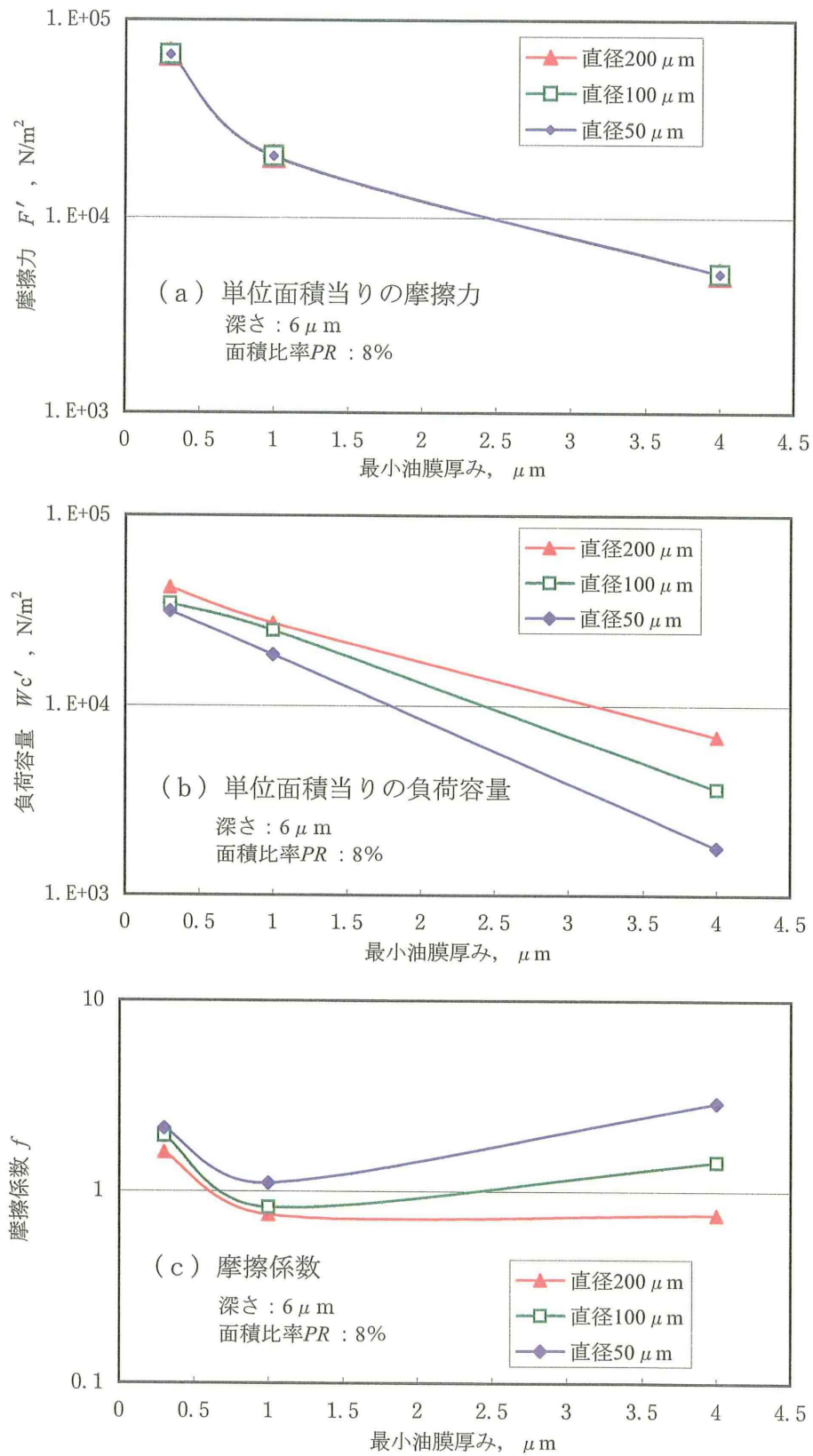
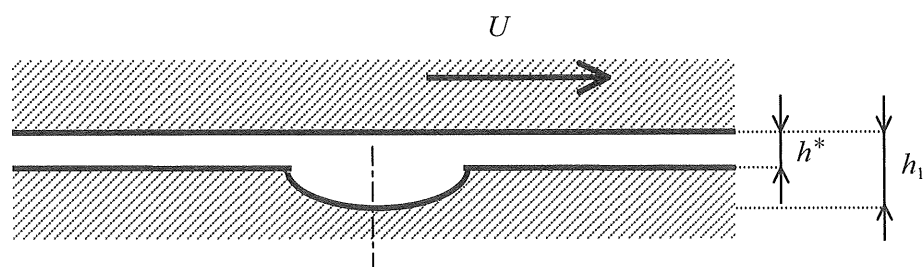


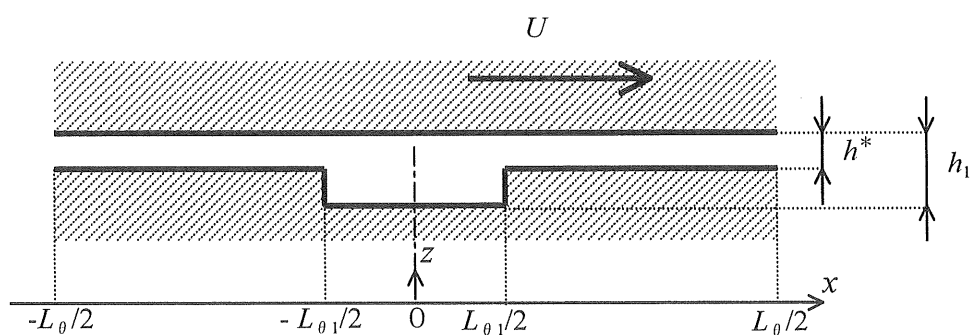
図4・24 摩擦特性数へのディンプル直径の影響(FEM)

表4・4 レイノルズの無限幅軸受け理論解析の条件

最小油膜厚み h^*	0.3, 1, 4 μm
溝深さ ($h_1 - h^*$)	3, 6, 12, 18 μm
溝幅 $L_{\theta 1}$	50, 100, 200 μm
試験流体の粘性係数 μ	$7 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ (VG10)
試験流体の密度 ρ	0.9 g/cm^3
しゅう動速度 U	3 m/s



(a) ディンプル中央部断面形状



(b) レイリーステップ形状

図4・25 レイノルズの無限幅軸受け理論解析モデル

とした。

なお、摩擦係数 f は式(4-6)により算出した。

4-3-3-2 計算結果と考察

溝深さ(ディンプル深さ)による影響について、有限要素法と同様に最小油膜厚み h^* が0.3, 1, 4 μm の場合の摩擦力 F' 、負荷容量 W_c' 、摩擦係数 f を図4・26に示した。この結果より、摩擦力 F' は溝深さに関係なくほぼ同一の値を示すのに対して、負荷容量 W_c' は溝深さが浅いほど高い値になっていることが判った。式(4-6)より摩擦力 F' を負荷容量 W_c' で除して算出した摩擦係数 f は溝深さが浅いほど小さくなった。これらの傾向は有限要素法による解析結果と全く同一であった。

溝幅(ディンプル直径)による影響について、有限要素法解析と同様に最小油膜厚み h^* が0.3, 1, 4 μm の場合の摩擦力 F' 、負荷容量 W_c' 、摩擦係数 f を図4・27に示した。この結果より、摩擦力 F' は溝幅に関係なくほぼ同一の値を示すのに対して、負荷容量 W_c' は溝幅が広いほど高い値になっていることが判った。この結果、式(4-6)より摩擦力 F' を負荷容量 W_c' で除して算出した摩擦係数 f は溝幅が広いほど小さくなった。これらの傾向は有限要素法による解析結果と全く同一であった。

4-3-4 数値解析結果としゅう動試験結果の比較

有限要素法(FEM)、レイノルズの無限幅軸受理論による数値解析結果としゅう動試験結果を最小油膜厚み $h^*=0.3\mu\text{m}$ で一定とした場合について比較した。この結果を、深さによる影響、直径による影響について図4・28に示した。なお、試験における最小油膜厚み h^* は式(2-13)で算出した。ディンプル深さ(溝深さ)による影響ではディンプル深さが6 μm 以上の領域においてはディンプル深さと共に摩擦係数 f も増加し、しゅう動試験結果は有限要素法、無限幅軸受理論のいずれの解析結果とも定性的傾向に一致が認められた。しかし、ディンプル深さが6 μm 以下において、しゅう動試験では摩擦係数 f の上昇が認められるのに対して、有限要素法、無限幅軸受理論ではさらに低下し試験結果と異なる傾向を示した。これは数値解析では考慮していない要因、例えばディンプル部分の大きな表面粗さなどがしゅう動方向の摩擦応力増加、負荷容量減少などに影響を及ぼしたのかもしれないが詳細は不明で今後の検討課題としたい。ディンプル直径(溝幅)による影響ではディンプル直径と共に摩擦係数 f も低減し有限要素法、無限幅軸受理論、しゅう動試験

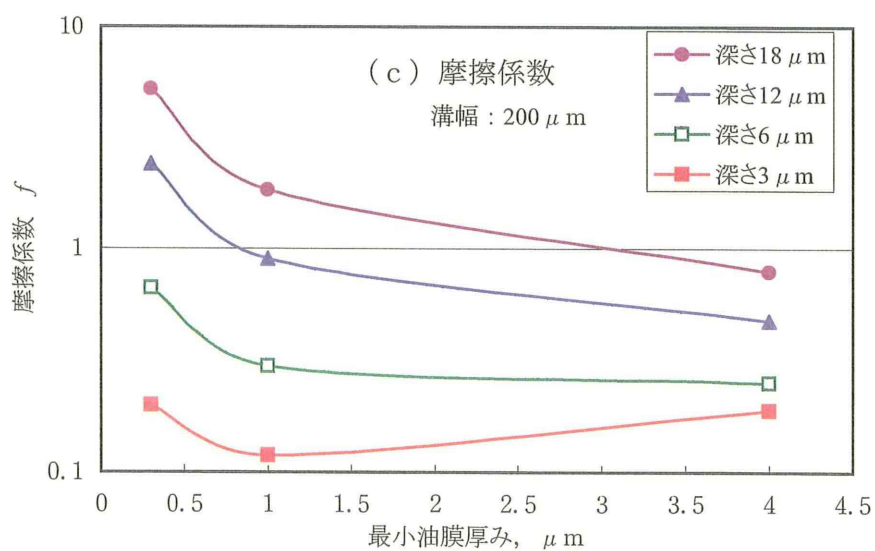
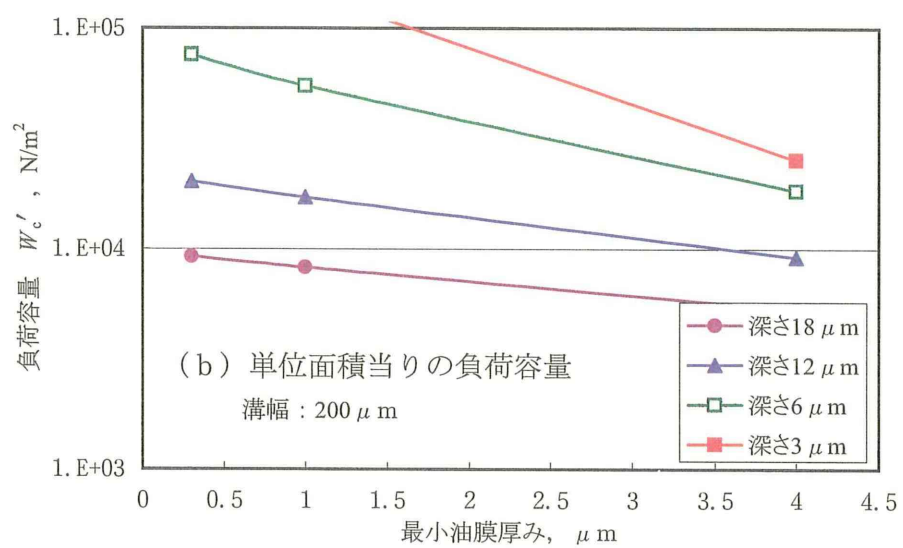
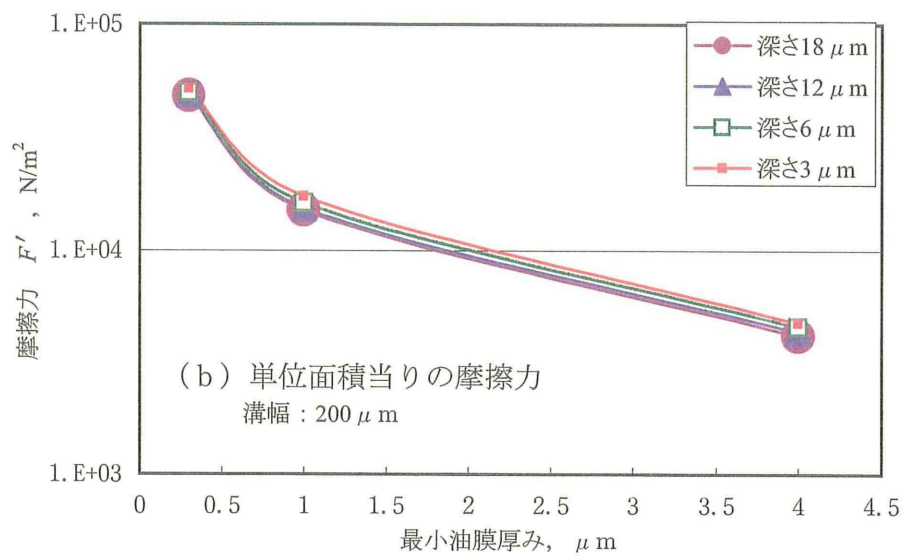


図4・26 摩擦特性数への溝深さの影響(理論解析)

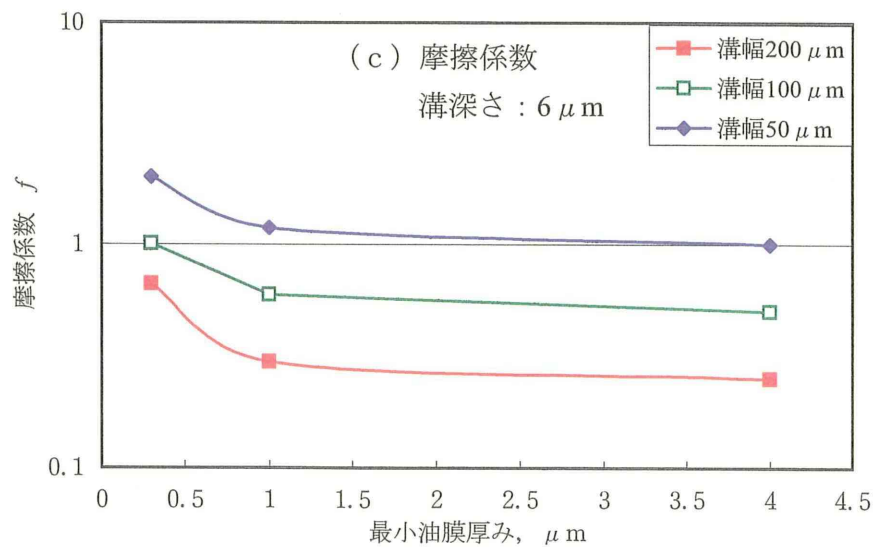
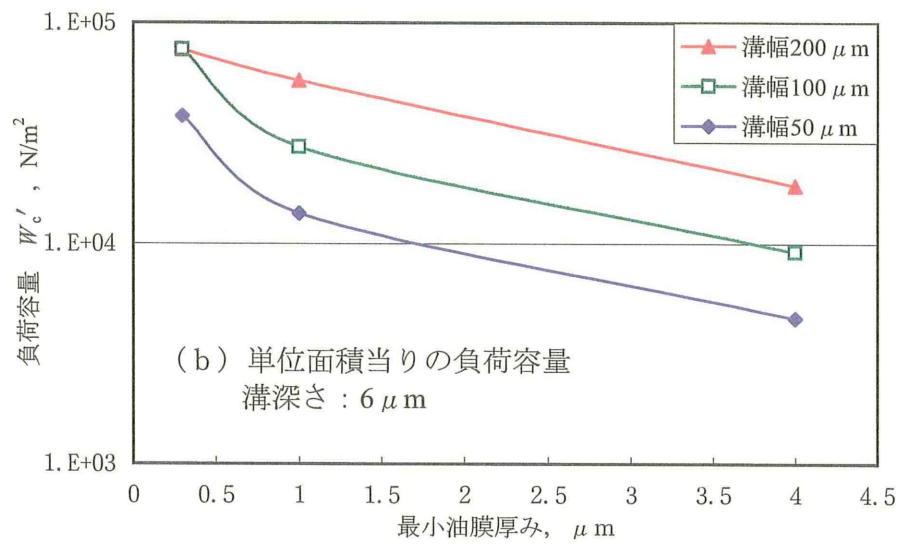
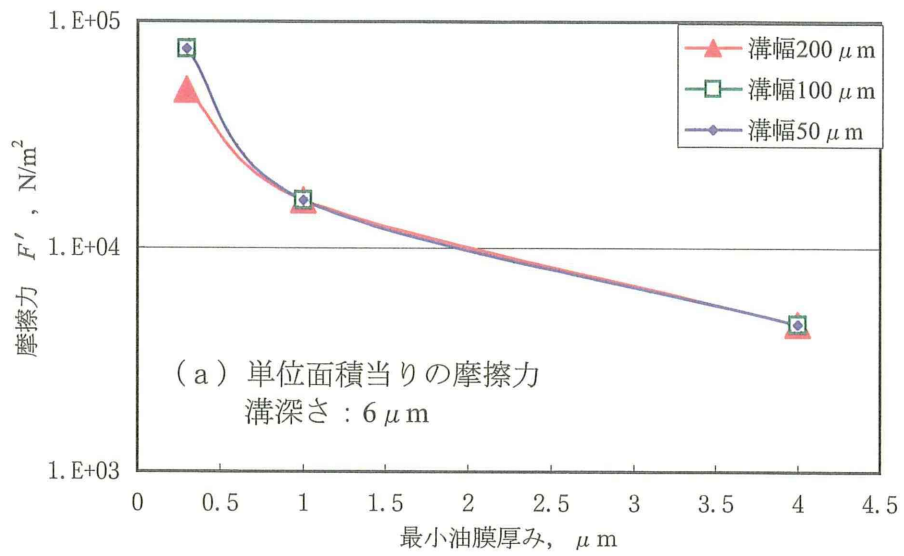


図4・27 摩擦特性数への溝幅の影響(理論解析)

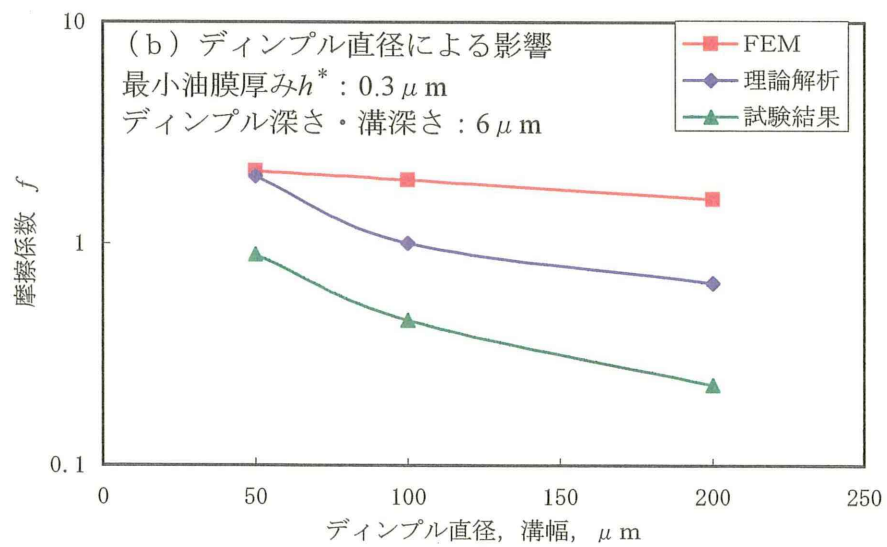
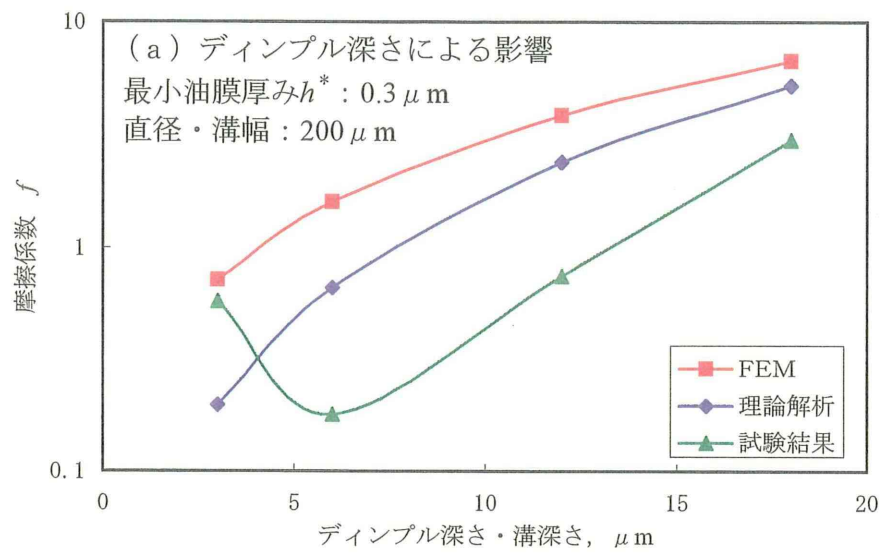


図4・28 FEM・理論解・試験結果の比較

結果について定性的傾向に一致が認められた。

上述の結果より、レイノルズの無限幅軸受理論のモデルは粗い近似であるにもかかわらずしゅう動試験での実測による摩擦係数 f と定性的傾向が一致した。このことは円形ディンプルがすべり軸受の溝と同様な効果を油膜に対して与えることを示すといえよう。また、より現実に近いモデルと考えられる有限要素法による解析結果よりも簡易的なレイノルズの無限幅軸受理論による解析結果の方がしゅう動試験結果に近い値となった。レイノルズの無限幅軸受理論においてはディンプルの列を一本の溝と仮定しているため、ディンプル部分の面積が有限要素法よりも広く見積もられた結果として、負荷容量 W_c が大きく摩擦係数 f が小さくなった。実際のしゅう動試験においては「4-2-2-2 円形ディンプルの形状による摩擦係数への影響」の節で述べたようにディンプル以外にも油膜厚みを増加させる要因（例えばしゅう動面上の微小なうねりなど）があったと考えられ、これらの要因による影響で摩擦係数 f が低減したと思われる。最小油膜厚み h^* を増加させる要因をすべて取り除いた理想的な状況で試験を行うことが可能となれば試験結果と有限要素法解析結果の各特性数はより近い値になると考えられる。

4-4 まとめ

本試験条件，解析条件下で行った検討結果により以下のことが明らかとなった。

- (1) 平滑試験片，気孔分散試験片，等方性（円形）ディンプル試験片の順で油潤滑下における流体潤滑領域が拡大した。
- (2) ディンプル直径が一定の場合，摩擦係数 f はディンプル深さの増加により減少する領域と増加する領域にわかれた。
- (3) ディンプル深さが一定の場合，摩擦係数 f はディンプル直径が大きくなるほど減少した。
- (4) ディンプル直径に対する深さの比率が一定の場合，摩擦係数 f はディンプル直径が大きくなるほど増加した。
- (5) ディンプル形状を一定とした場合，ディンプル面積比率 PR の増加にともない摩擦係数 f が低減した。
- (6) ディンプル間隔比 IR を 1 とした場合（周方向，径方向のディンプル間隔を等しく配列した場合）の摩擦係数 f が最も低減し，ランダムに配列した場合もほぼ同等の摩擦係数 f となった。
- (7) 形状を制御した等方性（円形）ディンプルをランダムに配列した試験片において気孔分散材よりも摩擦係数 f の低下が認められた。
- (8) ディンプル形状を一定とした場合，荷重，しゅう動速度，試験流体の粘性係数を変化させても，流体潤滑下で無次元特性数 G が同じであれば同じ摩擦係数 f が得られた。
- (9) 有限要素法，レイノルズの無限幅軸受理論により，等方性（円形）ディンプルの深さと直径に注目して数値解析を行ったが，この解析結果は一部を除きしゅう動試験結果と定性的傾向に一致が認められた。

第5章 異方性ディンプルのしゅう動特性への影響

5-1 緒言

第4章では気孔分散材の気孔形状の最適設計への指針を得ることを目的のひとつと考えディンプル形状を等方性（円形）に限定した。そして、円形ディンプルの形状、配列、面積比率 PR の潤滑性への影響、特に摩擦係数への影響について、しゅう動試験、しゅう動状態をシミュレートした数値解析、しゅう動試験結果と数値解析結果の比較による検討を行った。この結果、配列よりも直径・深さなどのディンプル自体の形状の制御が摩擦係数など潤滑特性に及ぼす影響が大であることが判った。また、有限要素法などによる数値解析の結果は試験結果と定性的傾向に一致が認められた。

一方、粗さの研究^{9 8) 9 9)}では粗さの方向性がしゅう動特性に大きな影響を及ぼすことが指摘されている。粗さの方向性の模式図を図5・1^{9 9)}に示した。粗さの方向性による軸受特性への影響について表5・1^{9 8)}に示した。この表は平行粗さ、直交粗さによる軸受特性に及ぼす表面粗さの影響を示している。第4章で検討した円形ディンプルは等方性粗さに相当し、これらの中間の特性を有すると考えられるが、表5・1の結果はディンプル形状の異方性によりさらにしゅう動特性の制御が可能であることを示唆している。しかし、この粗さの研究は理論解析により行われたものであり、実験により粗さの方向性の影響が確認された例は極めて少ない。その理由としては粗さの方向性の制御が極めて困難であることに起因していると考えられる。

そこで、方向性を制御した異方性ディンプルを有する試験片のしゅう動特性に与える影響を解明するため、しゅう動試験、しゅう動状態をシミュレートした数値解析を行い、しゅう動試験結果と数値解析結果とを比較検討した。ディンプルの方向性が及ぼすしゅう動特性への影響の解明は気孔分散材など既存材料よりも潤滑性に優れたシールしゅう動材の開発など実用的にも重要と考えられる。本章では、このしゅう動試験、数値解析などの結果について示す。

5-2 しゅう動試験

5-2-1 しゅう動試験方法

本試験において、第4章の等方性（円形）ディンプルと同様に第2章に示した摩擦摩耗試験装置、および摩擦摩耗試験片を使用した。しゅう動試験条件は表5・2に示した。試験流体・試験片材質以外は第4章と同一とした。すなわち、試験流体は市販の各種汎用潤

表5・2 しゅう動試験条件

試験流体	汎用潤滑油, 市水
試験片素材	Co バインダ超硬合金, 炭化ケイ素
表面粗さ	R_y 0.03~0.05 μm (超硬合金) R_y 0.05~0.10 μm (炭化ケイ素)
平坦度	1 バンド以内
しゅう動面形状	内径 23mm, 外径 29mm
しゅう動速度 U	3, 6, 9m/s
荷重	20~200N
各荷重の保持時間	2min

滑油（出光興産社製スーパーマルチオイル）と市水，試験片素材は Co バインダ超硬合金（日本タングステン社製 G2）と炭化ケイ素（SiC）（B₂₂：日立化成社製 HXL），超硬合金の表面粗さは $R_y = 0.03 \sim 0.05 \mu\text{m}$ ，炭化ケイ素の表面粗さは $R_y = 0.05 \sim 0.10 \mu\text{m}$ ，しゅう動面の平坦度はヘリウムライトで 1 バンド以内，しゅう動速度は 3, 6, 9 m/s，荷重は 20 N から 200 N までを段階的に増加させた．なお，気孔分散質試験片の粗さの測定では気孔を外して測定した．

試験における計測項目，計測データの処理方法などは第 4 章と同様であるため，ここでは要約のみを述べる．試験ではしゅう動トルク，しゅう動面近傍温度を測定した．各荷重のしゅう動トルク算出方法，試験を中止する基準などは第 4 章とまったく同一である．式（4-1）で算出した摩擦係数 f は無次元特性数 G ($= \mu U a_0 / W$)^{32) - 35)} により整理した．また，試験流体の粘性係数はしゅう動面近傍温度によりワルサーの式（2-1）を用いて温度による補正をした．

5-2-2 しゅう動試験結果と考察

図 5・2 にディンプルの異方性の指標と考えたディンプルアスペクト比 AR （周方向長さ／径方向長さ）の模式図を示す．ディンプルアスペクト比 AR が 1 以上の場合は平行ディンプル，ディンプルアスペクト比 AR が 1 の場合は等方性（円形）ディンプル，ディンプルアスペクト比 AR が 1 以下の場合は直交ディンプルとした．それぞれ，平行粗さ，等方性粗さ，直交粗さに相当する方向性を有すると言えよう．なお，第 4 章で定義したディンプルの間隔は周方向，径方向ともに等しい等間隔のみとした（ディンプル間隔比 $IR1$ ）．

図 5・3 にディンプルアスペクト比変更試験片のしゅう動面を示す．なお，ディンプルは静止側試験片のみに加工した．ディンプル面積はすべて直径 100 μm の円の面積 $7.85 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ と等しくした．すなわち，アスペクト比 AR が 1 の円形ディンプルの直径は 100 μm と

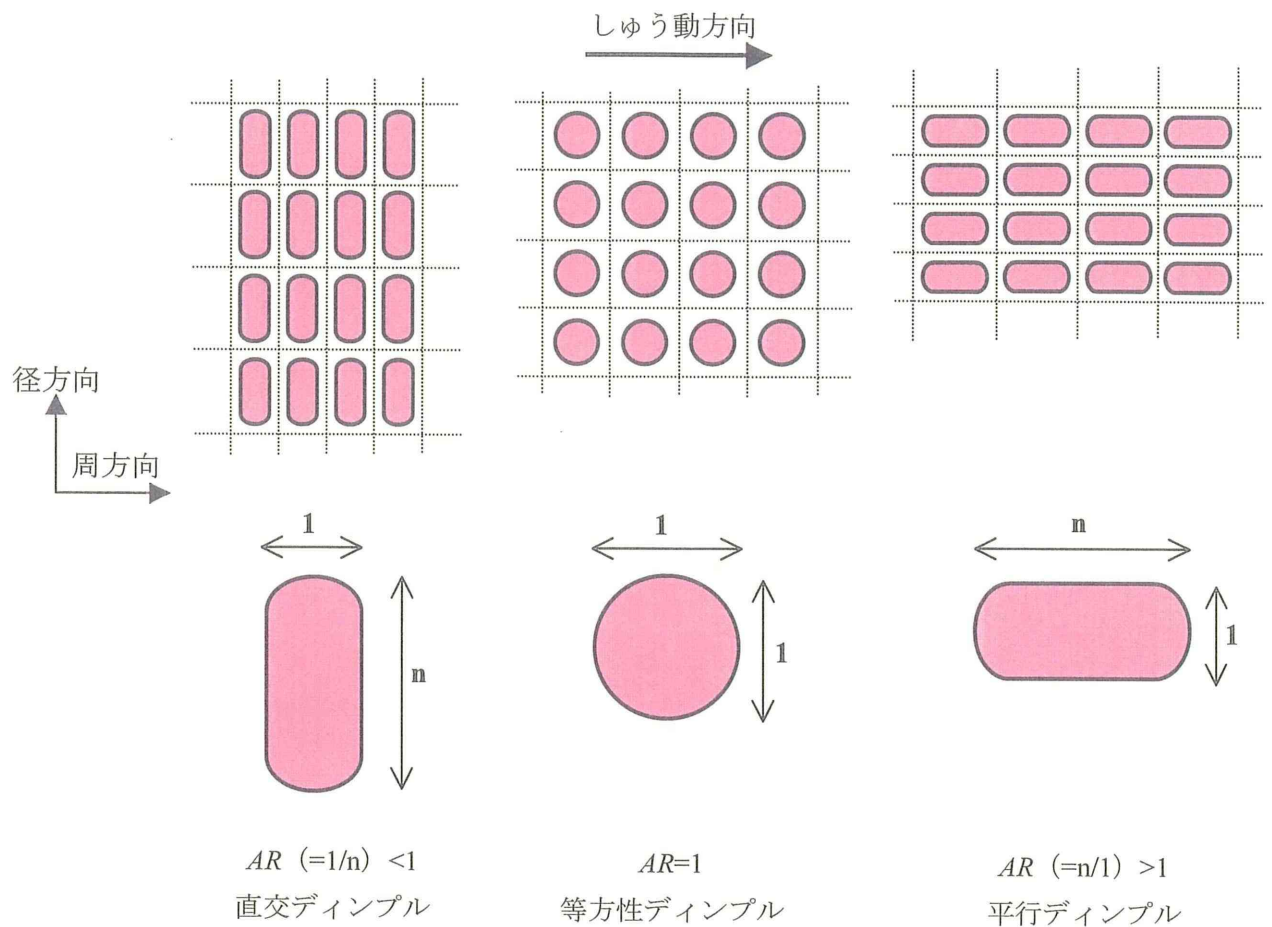


図5・2 ディンプルアスペクト比の模式図

しゅう動方向

試験片名：AR1/4 面積：7.85E-3 短径：46μm 長径：184μm 深さ：6μm アスペクト比：1/4 面積比率：8%	試験片名：AR1/2 面積：7.85E-3 短径：66μm 長径：132μm 深さ：6μm アスペクト比：1/2 面積比率：8%	試験片名：AR1 面積：7.85E-3 直径：100μm 深さ：6μm アスペクト比：1 面積比率：8%	試験片名：AR2 面積：7.85E-3 短径：66μm 長径：132μm 深さ：6μm アスペクト比：2 面積比率：8%

図5・3 ディンプルアスペクト比変更試験片

なる。ディンプル深さは第4章の円形ディンプルの結果で最も摩擦係数 f が低減した深さ $6\mu\text{m}$ にした。また、ディンプル面積比率 PR は8%，試験に供したディンプルアスペクト比 AR は2，1， $1/2$ ， $1/4$ の4水準とした。

図5・4に直交ディンプル面積変更試験片のしゅう動面を示す。なお、ディンプルは静止側試験片のみに加工した。この試験片においてはディンプルアスペクト比 AR は $1/4$ ，ディンプル深さ，面積比率 PR はそれぞれ $6\mu\text{m}$ ，8%とした。試験に供したディンプル面積は 1×10^{-2} ， 4×10^{-2} ， $9\times 10^{-2}\text{mm}^2$ の3水準である。

図5・5に直交ディンプル面積比率変更試験片のしゅう動面を示す。なお、ディンプルは静止側試験片のみに加工した。ディンプル面積比率 PR を検討した試験片はディンプルアスペクト比 AR を $1/4$ ，ディンプル面積を $1\times 10^{-2}\text{mm}^2$ ，ディンプル深さを $6\mu\text{m}$ ，面積比率 PR を4，8，32%（LPR4，LPR8，LPR32）の3水準とした。

5-2-2-1 異方性ディンプルの形状・面積比率による摩擦係数への影響 ディンプルアスペクト比 AR の影響

ディンプルアスペクト比 AR による $f\sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図5・6に示す。この試験ではしゅう動速度は3 m/s，ディンプル深さは $6\mu\text{m}$ ，ディンプル面積は $7.85\times 10^{-3}\text{mm}^2$ ，ディンプル面積比率 PR は8%とした。第4章と同様に $f\sim G$ 曲線で、しゅう動トルクの変動幅が $\pm 10\%$ 以上となった荷重付近を点線で示した。平滑試験片ではVG2でトルク変動のため摩擦係数 f が特定できなかった。第4章における円形ディンプルの結果と同様にすべてのディンプル試験片で平滑試験片よりも摩擦係数 f が小さくなること、ディンプル試験片の $f\sim G$ 曲線はすべて右上がり、流体潤滑領域にあること、ディンプルアスペクト比 AR による $f\sim G$ 曲線の上下関係はほぼ一定となることが判った。

この試験におけるディンプルアスペクト比 AR と摩擦係数 f の関係を図5・7に整理した。この結果より試験流体の種類に関係なくディンプルアスペクト比 AR が小さくなるにしたがい摩擦係数 f が低下することが判る。すなわち、平行>等方>直交の順番で、摩擦係数 f が低減することが判った。等方性と比較し、ディンプルアスペクト比 AR が $1/4$ の直交の場合の摩擦係数 f は約 $1/2$ となった。このディンプルアスペクト比 AR と摩擦係数 f の関係は表5・1に示した表面粗さの影響についての結果と定性的に一致している。

→
しゅう動方向

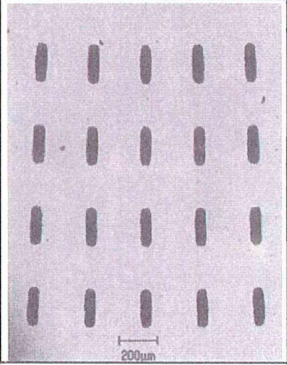
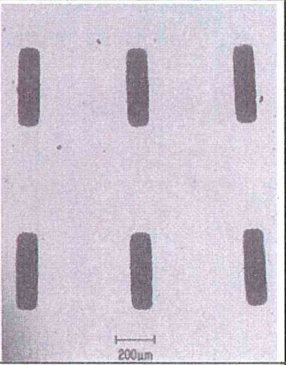
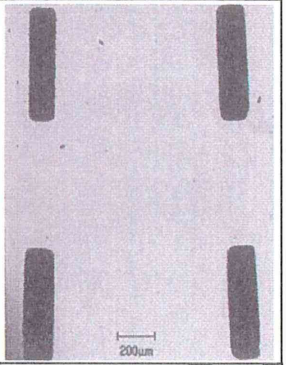
		
試験片名：50-200 短径：50μm 長径：200μm 深さ：6μm アスペクト比 AR ：1/4 面積比率 PR ：8% 面積：1E-2mm ²	試験片名：100-400 短径：100μm 長径：400μm 深さ：6μm アスペクト比 AR ：1/4 面積比率 PR ：8% 面積：4E-2mm ²	試験片名：150-600 短径：150μm 長径：600μm 深さ：6μm アスペクト比 AR ：1/4 面積比率 PR ：8% 面積：9E-2mm ²

図5・4 直交デンプル面積変更試験片

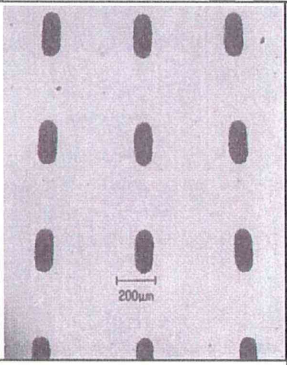
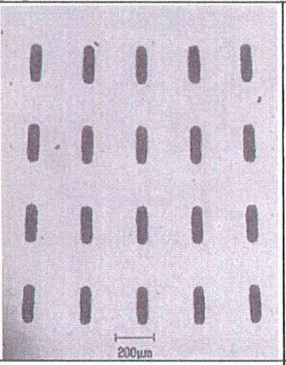
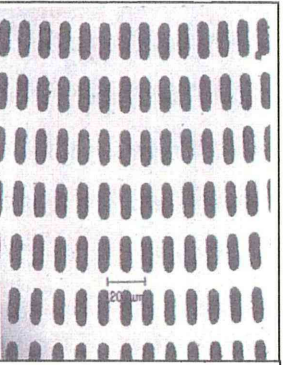
		
試験片名：LPR4 短径：50μm 長径：200μm 深さ：6μm アスペクト比 AR ：1/4 面積比率 PR ：4%	試験片名：LPR8 短径：50μm 長径：200μm 深さ：6μm アスペクト比 AR ：1/4 面積比率 PR ：8%	試験片名：LPR32 短径：50μm 長径：200μm 深さ：6μm アスペクト比 AR ：1/4 面積比率 PR ：32%

図5・5 直交デンプル面積比率変更試験片

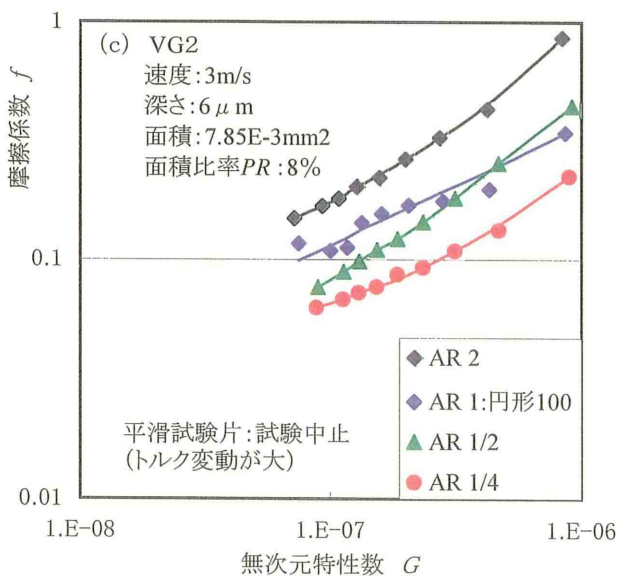
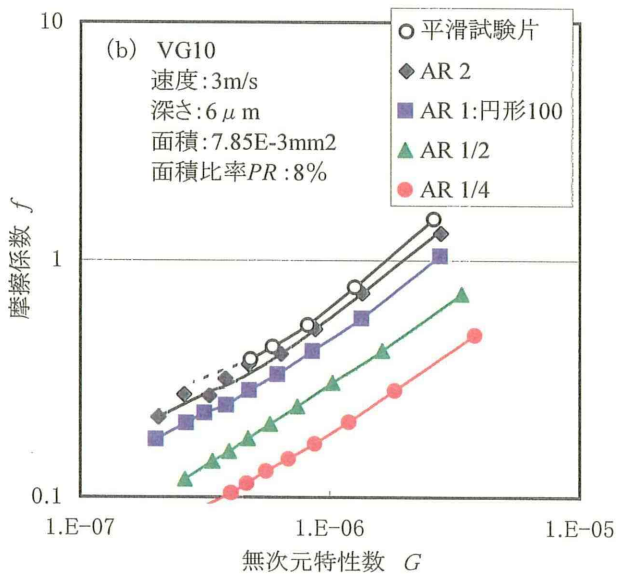
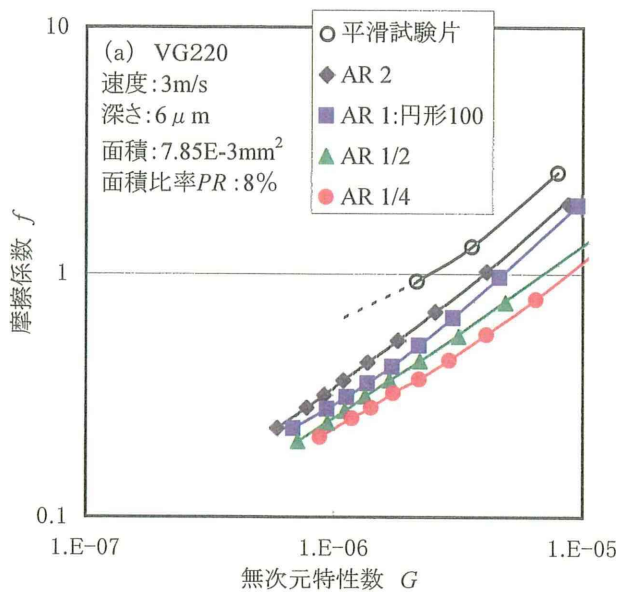


図5・6 ARによる $f \sim G$ 曲線への影響

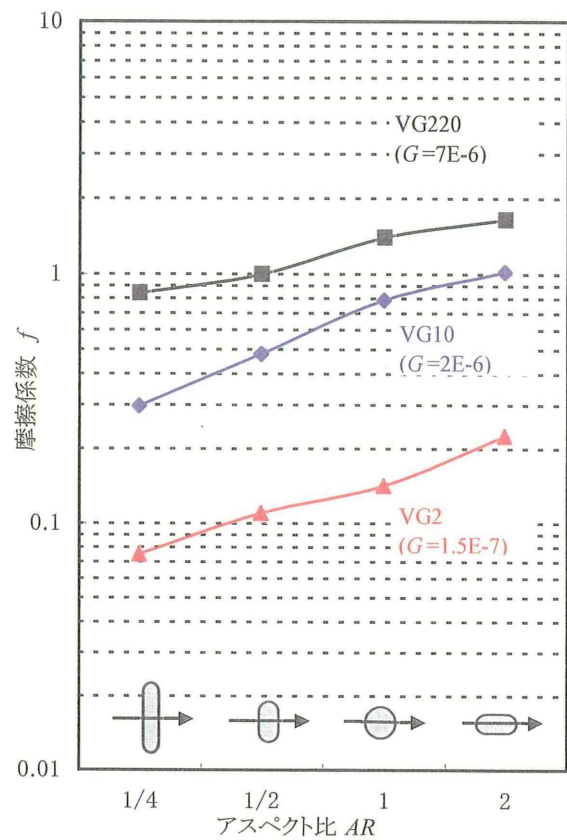


図5・7 ARと摩擦係数 f の関係
(ディンプル面積: $7.85\text{E-}3\text{mm}^2$)

直交ディンプル深さの影響

直交ディンプル深さによる $f \sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図 5・8 に示す。この試験ではしゅう動速度は 3m/s, ディンプルアスペクト比 AR は 1/4, ディンプル面積は $3.14 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$, ディンプル面積比率 PR は 8 % とした。なお, 図に示した円形ディンプルの直径は 200 μm , 深さは 6 μm とした。すべての直交ディンプルの $f \sim G$ 曲線は円形ディンプルよりも低く, 右上がり流体潤滑領域にあることを示した。そしてディンプル深さによる $f \sim G$ 曲線の上下関係はほぼ一定となった。

この試験におけるディンプル深さと摩擦係数 f の関係を図 5・9 に整理した。この結果より, ディンプル深さが 6 μm から 12 μm の間に摩擦係数 f の小さい領域が存在する様相を呈した。第 2 章に示した円形ディンプルの場合よりも摩擦係数 f の最小値となるディンプル深さの値が大きい側にシフトした。

直交ディンプル面積の影響

ディンプル面積による $f \sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図 5・10 に示す。この試験ではしゅう動速度は 3 m/s, ディンプル深さ 6 μm , ディンプルアスペクト比 AR は 1/4, ディンプル面積比率 PR は 8 % とした。直交ディンプルの面積は, それぞれ, 短径 50 μm 長径 200 μm (50-200) の場合 $1 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$, 短径 100 μm 長径 400 μm (100-400) の場合 $4 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$, 短径 150 μm 長径 600 μm (150-600) の場合 $9 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$ となる。なお, 図に示した円形ディンプルの直径は 100 μm , 深さは 6 μm , 面積比率 PR は 8 % で, ディンプル面積は $7.85 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ となった。試験結果より, すべての直交ディンプルの $f \sim G$ 曲線は円形ディンプルよりも低く, 右上がり流体潤滑領域にあることを示した。そしてディンプル面積による $f \sim G$ 曲線の上下関係は試験流体, G 値によって変化しなかった。

この試験におけるディンプル面積と摩擦係数 f の関係を図 5・11 に整理した。この結果よりディンプル面積が大きくなるに従い摩擦係数 f が低減することが判った。また, ディンプル面積が最小の $1 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$ から 9 倍の $9 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$ にすると試験流体の種類により摩擦係数 f が 30~50 % の範囲で低減することが判った。

直交ディンプル面積比率 PR の影響

ディンプル面積比率 PR による $f \sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図 5・12 に示す。この試験ではしゅう動速度は 3 m/s, ディンプル深さ 6 μm , ディンプルアスペクト比 AR は 1/4, ディンプル面積は $1 \times 10^{-2} \text{ mm}^2$ とした。なお, 図には面

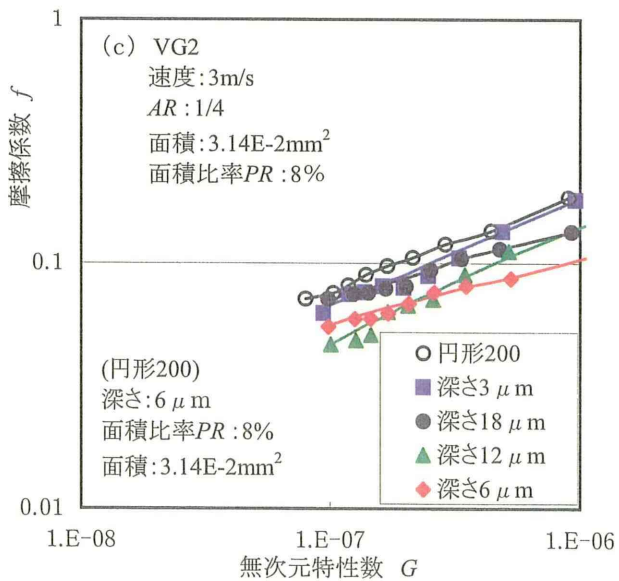
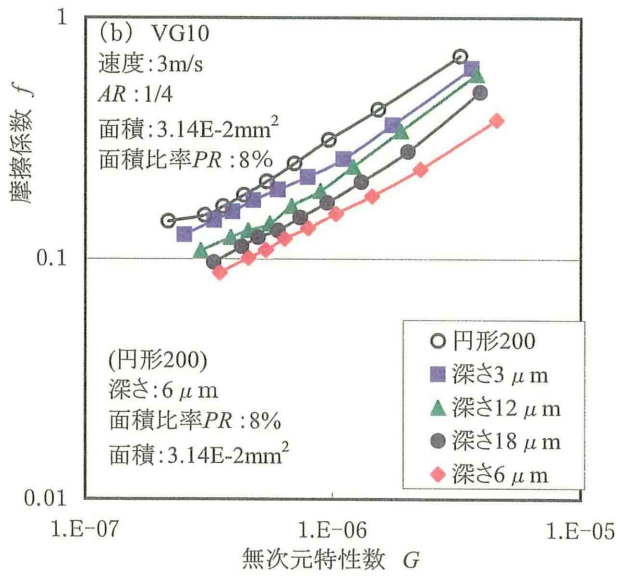
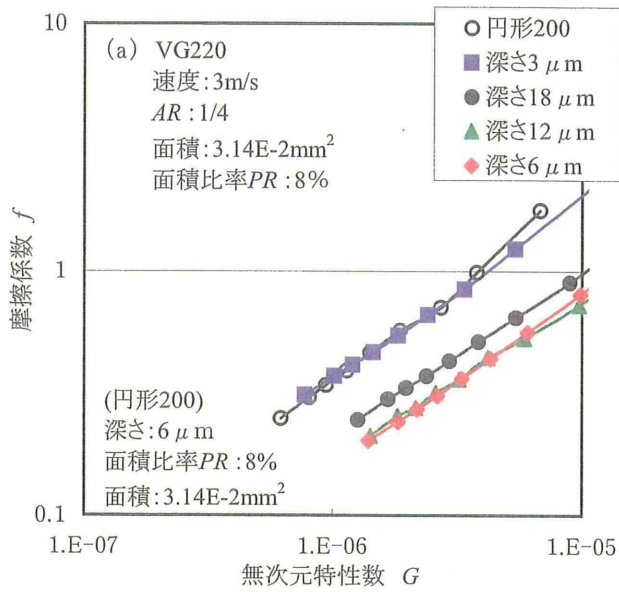


図5・8 深さによる $f \sim G$ 曲線への影響

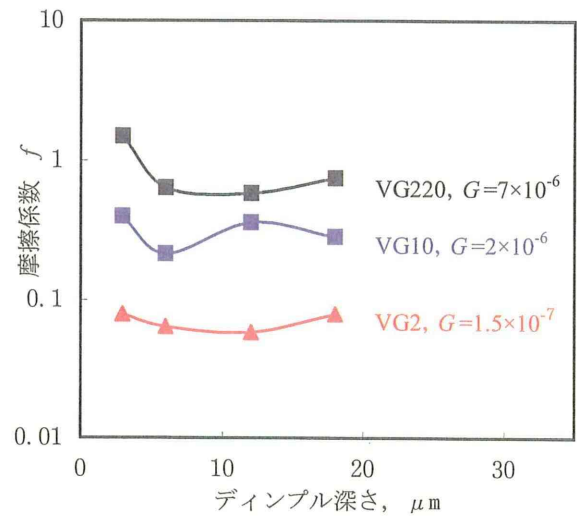


図5・9 深さと摩擦係数 f の関係
(面積: 3.14E-2mm², 面積比率PR: 8%)

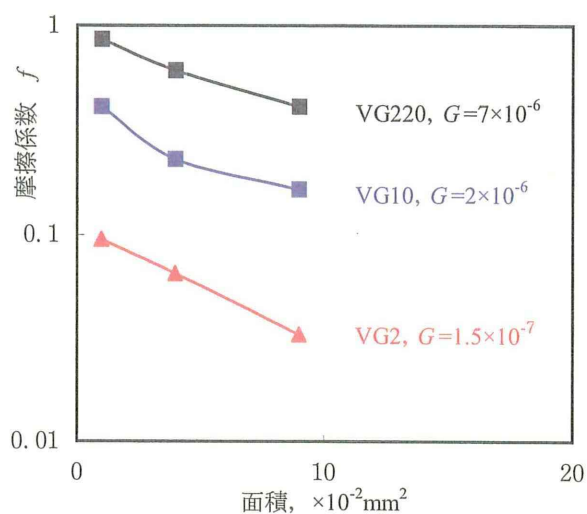
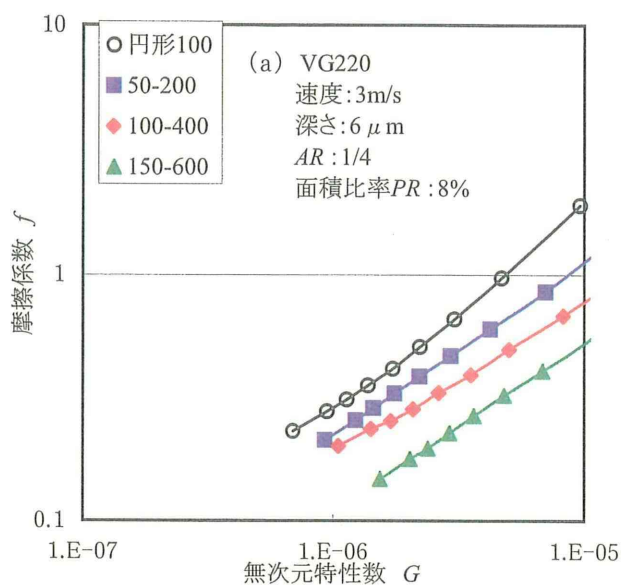


図5.11 面積と摩擦係数 f の関係

(AR: 1/4, 面積比率PR: 8%, 深さ6 μm)

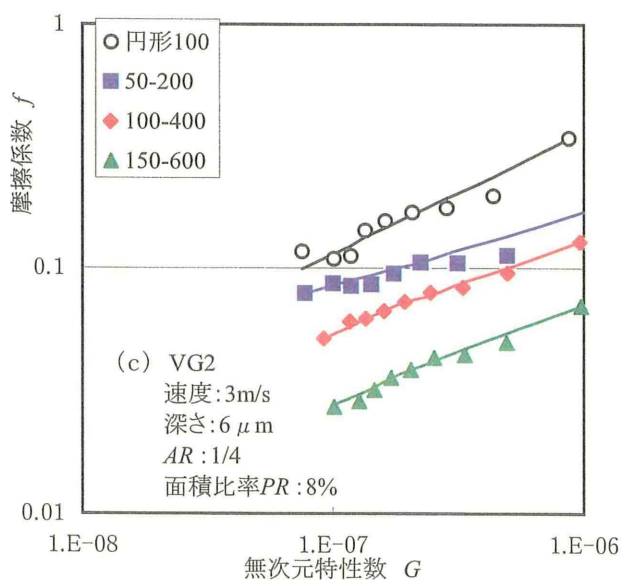
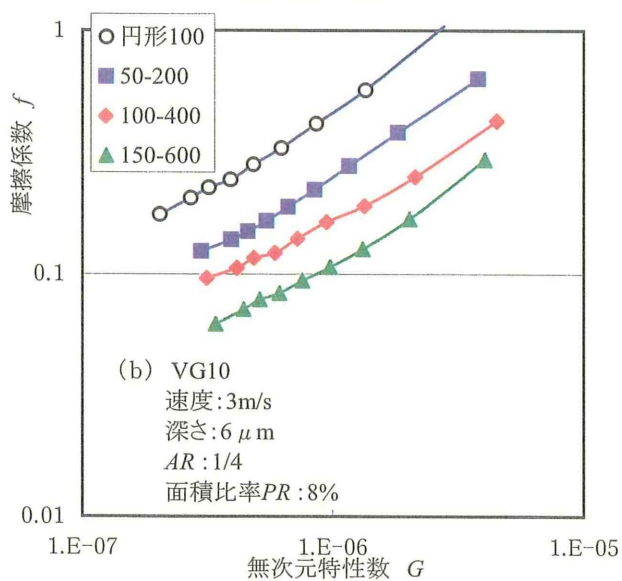


図5.10 面積による $f \sim G$ 曲線への影響

積の影響と同じ直径 $100\mu\text{m}$ の円形ディンプルの結果を示した。試験結果より、4 %の直交ディンプルを除き、8 %以上の直交ディンプルの $f\sim G$ 曲線は円形ディンプルよりも低く、右上がり流体潤滑領域にあることを示した。そしてディンプル面積による $f\sim G$ 曲線の上下関係は試験流体、 G 値によって変化しなかった。

この試験におけるディンプル面積比率 PR と摩擦係数 f の関係を図 5・13 に整理した。この結果よりディンプル面積比率 PR の値が、8 %より低い範囲では面積比率 PR の増加により摩擦係数 f が低減する場合があるが、8 %より高い範囲では面積比率 PR が増加しても摩擦係数 f はほぼ一定となることが判った。

5-2-2-2 試験片材質による摩擦係数への影響

ディンプル試験片材質による $f\sim G$ 曲線への影響について各試験流体ごとに評価した結果を図 5・14 に示す。試験片材質は超硬合金 (WC) 製の緻密材 (日本タングステン社製 G2)、気孔分散材 (日本タングステン社製 PD-G2)、炭化ケイ素 (SiC) 製の緻密材 (日立化成社製 HXL)、気孔分散材 B_{22} (昭和電工社製 ショーセラム C ポーラスグレート) とした。また、それぞれの緻密材にアスペクト比 AR は 1/4、ディンプル面積は $7.85 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ 、面積比率 PR は 8 %の直交ディンプルを加工したディンプル試験片も用いた。なお、気孔分散質試験片の気孔面積比率 PR は表 2・1 に示したように約 8 %でディンプル試験片とほぼ等しい。ディンプル試験片、気孔分散質試験片は静止側のみに使用した。なお、材質が炭化ケイ素の場合、回転側試験片にも緻密質炭化ケイ素を使用した。炭化ケイ素において、表 5・2 の試験条件に示したようにラッピング条件を同一としたにもかかわらずその R_y が超硬合金よりも大きな値を示した。 R_y が大きくなった原因としては第 1 章の図 1・5 の組織写真からも判るように緻密質炭化ケイ素が含有しているマイクロポア (気孔直径が約 $3\mu\text{m}$ 以下の小さな気孔) によるものと考えられる。この試験ではしゅう動速度は 3 m/s 、試験流体としては汎用潤滑油以外に市水も使用した。粘性係数が小さい VG2、市水で緻密質 WC が最小荷重 (20 N) におけるトルク変動のため摩擦係数 f を特定できなかった。

試験結果より、緻密質・気孔分散質両超硬合金で $f\sim G$ 曲線に破線で示すように高荷重でトルク変動の発生が認められた。これに対して炭化ケイ素は本試験においてはすべての試験流体で最大荷重 (200 N) まで流体潤滑を維持した。これは炭化ケイ素のマイクロポアや凝着しにくさ¹²⁸⁾ などが理由と思われる。また、直交ディンプルを形成した場合、本試験条件の範囲内で超硬合金と炭化ケイ素において流体潤滑領域を示す G 値の範囲、摩擦係

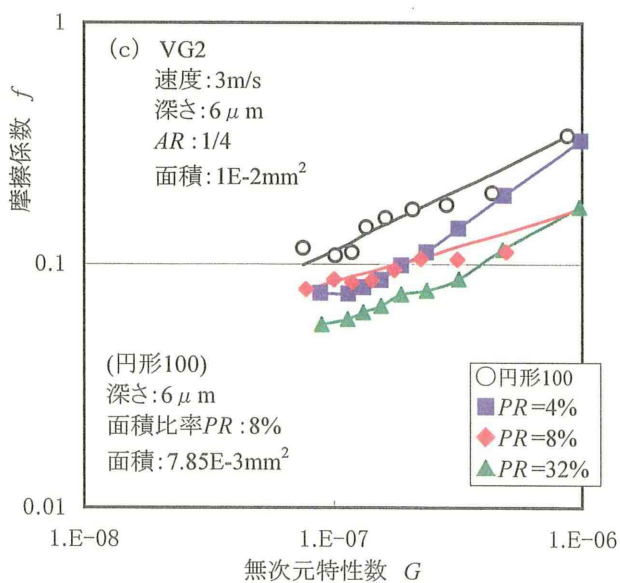
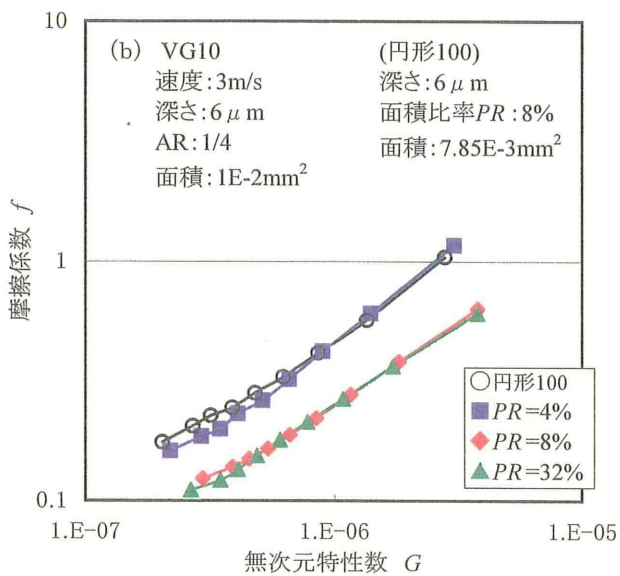
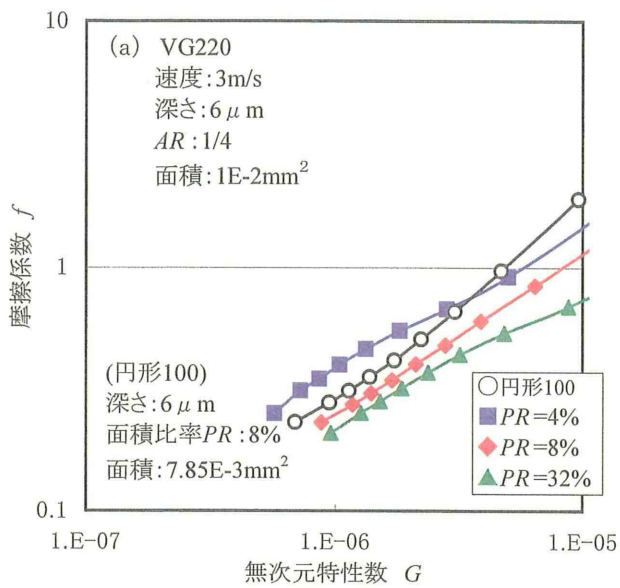


図5・12 面積比率による $f \sim G$ 曲線への影響

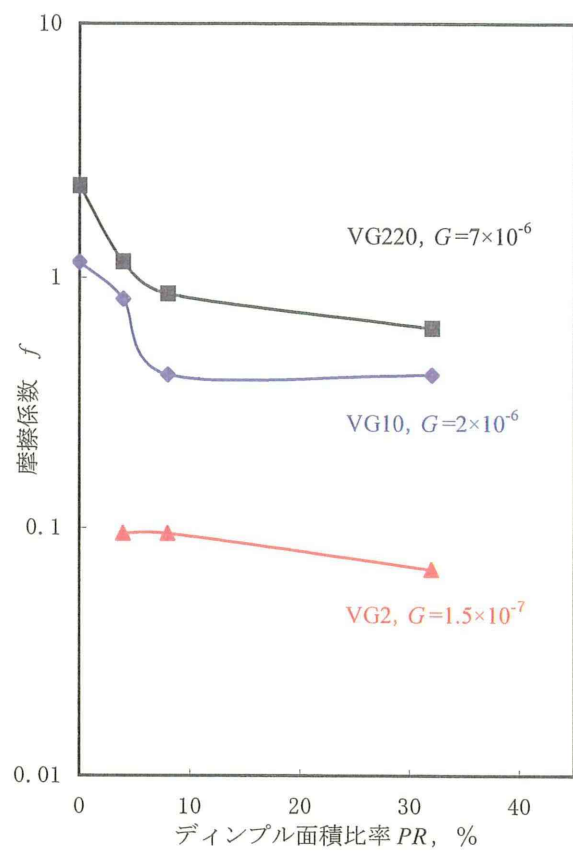


図5・13 面積比率と摩擦係数 f の関係
(AR: 1/4, 面積: $1\text{E-}2\text{mm}^2$, 深さ: $6\mu\text{m}$)

数 f の値ともに同等となった。なお、 $f \sim G$ 曲線の上下関係は他の試験と同様に試験流体、 G 値によって変化しなかった。

この試験における材質と摩擦係数 f の関係を図 5・15 に整理した。この結果において、材質に関係なく緻密質、気孔分散質、直交ディンプル試験片の順番で摩擦係数 f が低減し、超硬合金よりも炭化ケイ素の方が若干ではあるが摩擦係数 f が低い値を示すことが判った。

5-2-2-3 荷重、しゅう動速度、試験流体の摩擦係数への影響

ディンプル形状が同じ試験片（ディンプル深さ $6\mu\text{m}$ ，ディンプルアスペクト比 $AR=1/4$ ，ディンプル面積 $7.85 \times 10^{-3} \text{ mm}^2$ ，面積比率 $PR=8\%$ の異方性（直交）ディンプル）について荷重，しゅう動速度，試験流体を変更して行ったしゅう動試験結果を図 5・16 にまとめた。しゅう動速度は 3, 6, 9m/s とした。なお，結果は示していないが他の異方性ディンプル形状についてもほぼ同様の傾向が得られた。図中の最小二乗法を用いて当てはめた直線は第 4 章の円形ディンプルと同一の条件で作成し， $G \geq 10^6$ で傾きが 0.754，相関係数が 0.975 となり， $G \leq 10^6$ で傾きが 0.495，相関係数が 0.898 となった。それぞれの直線の傾きの値は 0～+13 % の範囲で円形ディンプルの場合と等しくなった。また， $G=1 \times 10^6$ において各直線の値が一致していることも円形ディンプルの場合と同一であった。すなわち，異方性ディンプルも円形ディンプルと同様に流体潤滑下で G 値が同じであれば，荷重，しゅう動速度，試験流体の粘性係数を変化させても同じ摩擦係数 f が得られ， f と G の関係はほぼ同じ傾向を示すことが判った。

5-2-2-4 摩擦力 F と温度差 ΔT の関係

第 4 章と第 5 章における等方性・異方性ディンプル，平滑試験片などのしゅう動試験における摩擦力 F と温度差 ΔT の関係を図 5・17 に示した。この図はすべての試験片においてしゅう動トルクが測定された条件である「試験片材質 WC，試験流体 VG10，しゅう動速度 3 m/s，荷重 100 N 以下」のデータについて整理した。なお，摩擦力 F は次の式より求めた。

$$F = \frac{M}{r_m} \quad (5-1)$$

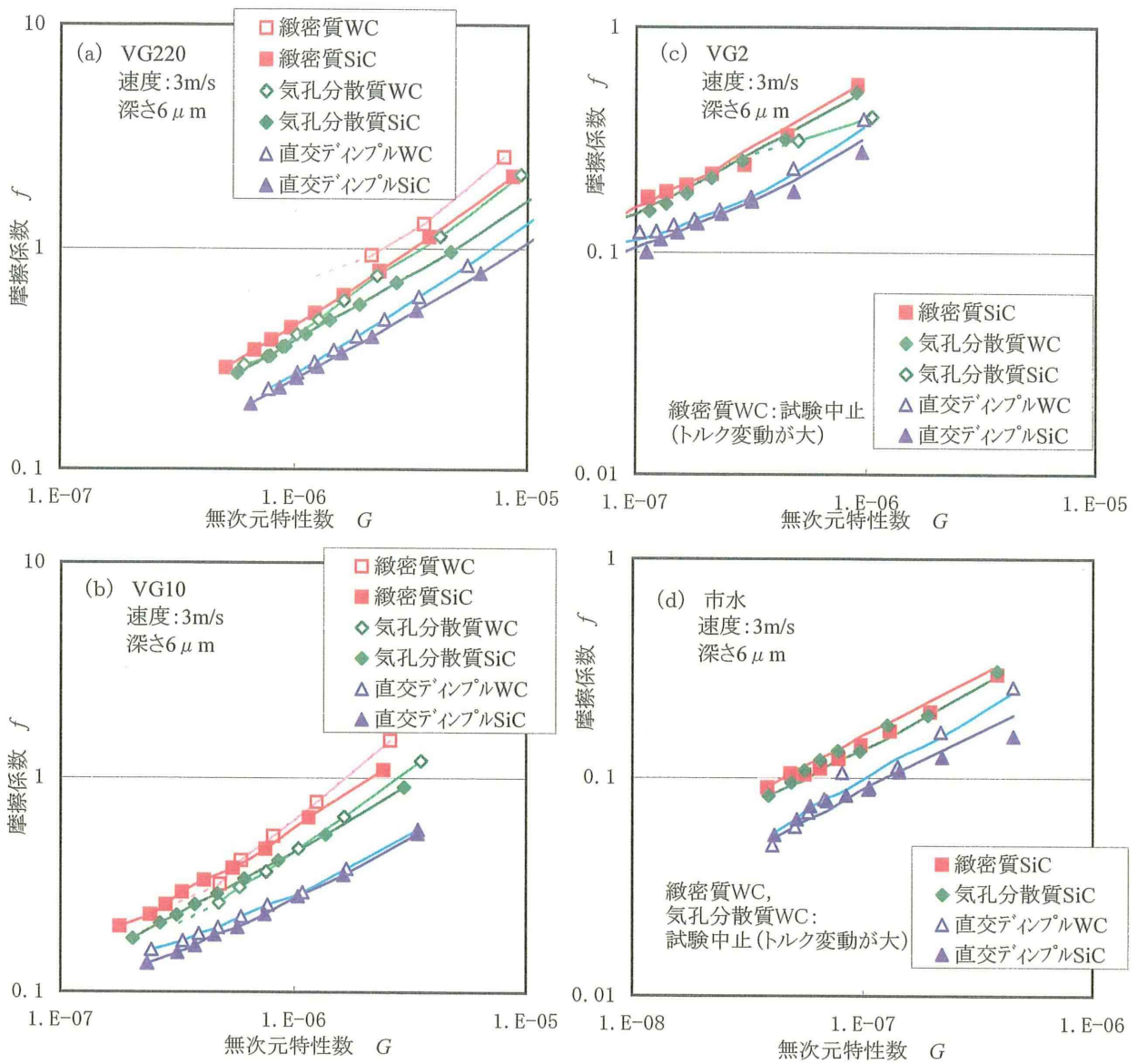


図5・14 材質による $f \sim G$ 曲線への影響

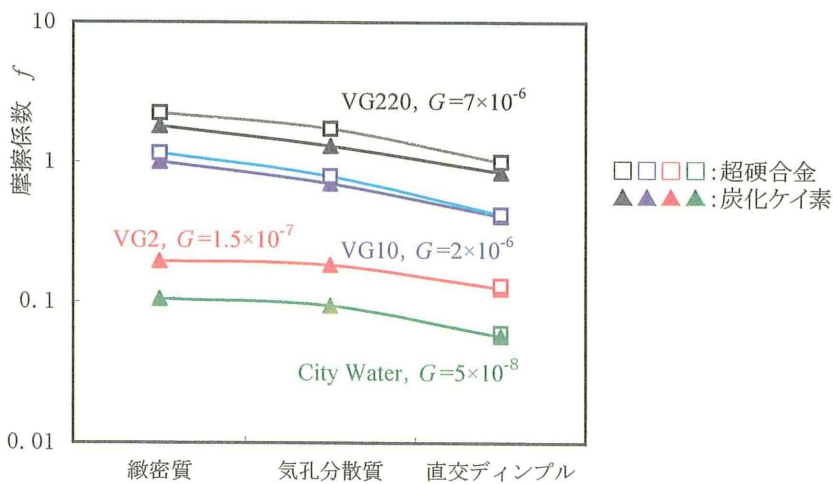


図5・15 材質と摩擦係数 f の関係

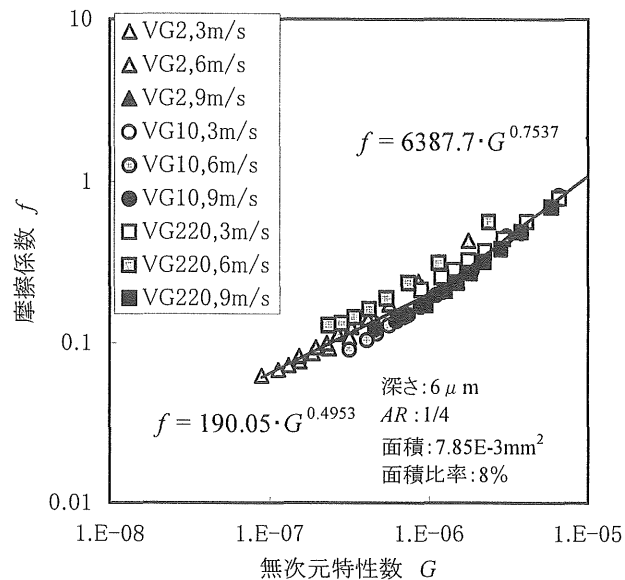
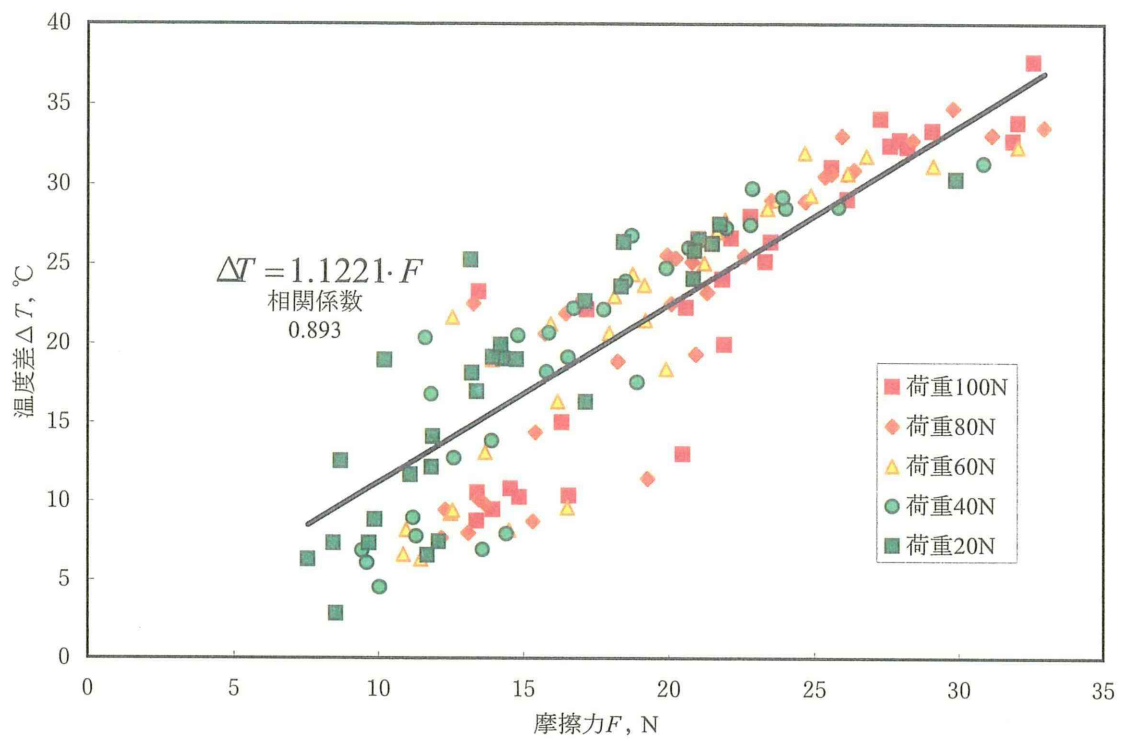


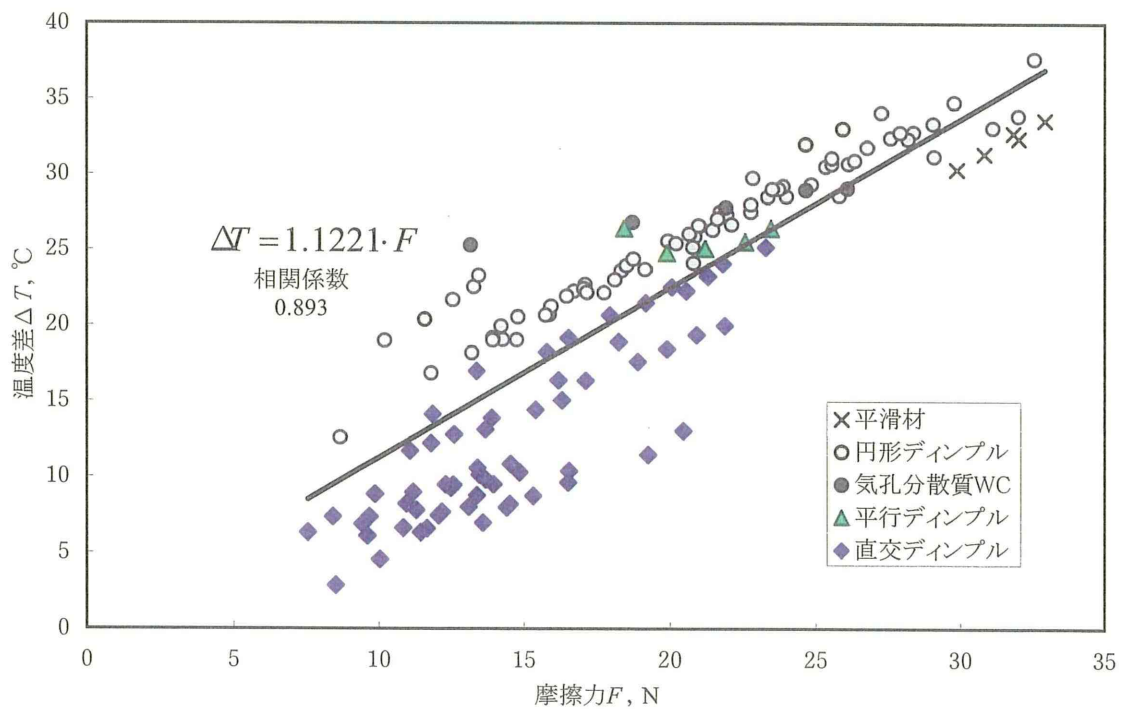
図5・16 荷重,しゅう動速度,試験流体の影響

温度差 ΔT はしゅう動面近傍温度と試験片を浸漬している試験流体温度の差とした。熱伝導の理論によると同一材質ならば物体中の温度勾配は単位面積，単位時間当たりに流れる熱量に比例しているといえる。すなわち，温度差 ΔT が大きいほどしゅう動により発生した熱量が大きいと考えられる。同一データを（a）は荷重，（b）は材質，ディンプル形状により整理した。

摩擦力 F と温度差 ΔT の相関係数は0.893となった。（a）の荷重により整理した結果をみると低荷重から高荷重までのデータが全体的に分散して分布していることが判った。さらに，（b）の試験片材質，ディンプル形状により整理した結果をみると平滑材>気孔分散材>異方性（平行）ディンプル>等方性（円形）ディンプル>異方性（直交）ディンプルの順で摩擦力 F ，温度差 ΔT を低減することが判った。すなわち，図における右上から左下へのデータの分布は試験片しゅう動面性状の影響によると考えられる。また，異方性（直交）ディンプルのデータは近似曲線より低い値に位置しており同一の摩擦力 F の場合，温度差 ΔT が低い値を示すといえる。表5・1に示した表面粗さの影響についての結果⁹⁾では直交粗さの場合，摩擦係数 f の低減は得られるが，しゅう動発熱が増大するとされている。本研究における結果では，直交に配列した異方性ディンプルの場合，摩擦係数 f としゅう動発熱が共に低減しており，表5・1の結果とは異なった。この原因として粗さでは基準面よりも高い山の部分があり，山部における薄い油膜がしゅう動発熱の増加に影響を及ぼしたのに対し，ディンプル部はすべて基準面よりも低い谷となっており，このような影響は及ぼさなかったためと思われる。



(a) 荷重による影響



(b) 材質・ディンプル形状による影響

図5・17 摩擦力 F と温度差 ΔT の関係

5-3 数値解析

5-3-1 緒言

異方性ディンプルによるしゅう動試験結果よりディンプルアスペクト比 AR の制御は摩擦係数低減に極めて効果的であることが判った。また、摩擦係数 f が最も低減されたディンプルアスペクト比 AR を $1/4$ で一定とした場合、その面積の制御によりさらに摩擦係数 f の低減が可能となることがわかった。これらの理由により、ディンプルアスペクト比 AR とディンプル面積に注目して数値解析を行った。数値解析の方法としては等方性（円形）ディンプルの場合と同様に有限要素法（FEM）とレイノルズの無限幅軸受理論による2種類とした。なお、ディンプルアスペクト比 AR の数値解析に関しては3次元のモデル化が必須のため有限要素法のみによる解析を行った。

5-3-2 有限要素法（FEM）による数値解析

5-3-2-1 計算方法

有限要素法解析条件を表5・3に示す。最小油膜厚み h^* は異方性ディンプルの試験より推定される値およびメカニカルシールで測定された $0.5 \sim 2.0 \mu\text{m}^{3.6)}$ を含んだものとした。ディンプル形状、ディンプル間隔、ディンプル面積比率 PR 、しゅう動速度は第4章と同様に実際の試験を模擬した。試験流体の粘性係数についても第4章と同様に温度補正後のVG10の値を用いた。有限要素法解析の仮定、境界条件、ディンプル断面形状（三角形）なども第4章と同一とした。

表5・3 有限要素法解析の条件

最小油膜厚み h^*	$0.2 \sim 4 \mu\text{m}$
ディンプル深さ ($h_1 - h^*$)	$6 \mu\text{m}$
ディンプル面積比率 PR	8%
ディンプル面積	7.85, 10.0, 40.0, 90.0 ($\times 10^{-3} \text{mm}^2$)
試験流体の粘性係数 μ	$7 \times 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s}$ (VG10)
試験流体の密度 ρ	0.9g/cm^3
しゅう動速度 U	3m/s

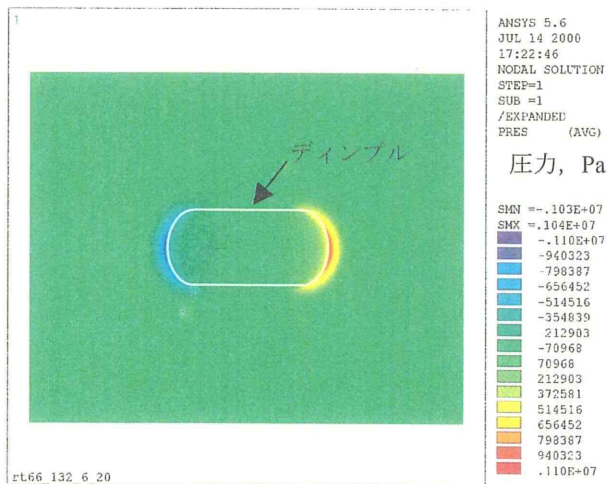
5-3-2-2 計算結果と考察

ディンプルアスペクト比 AR の影響

図5・18, 図5・19にディンプルアスペクト比 AR を変更した場合のディンプル周辺の圧力分布, しゅう動方向の摩擦応力分布の等圧図を示す. 異方性ディンプル形状に関しては長方形の両端に半円がついた形状でモデル化した. この解析条件はディンプル面積 $7.85 \times 10^3 \text{ mm}^2$, ディンプル深さ $6 \mu\text{m}$, 最小油膜厚み $h^* = 0.2 \mu\text{m}$ とした. これらの図は第4章と同一でディンプルと反対側のしゅう動面における分布を示しており, そのしゅう動方向は左から右とした. また, 分布の配色に関しても第4章と同一で, 圧力分布に関して青色が負圧域, 赤色が正圧域, 緑が周囲圧域 (大気圧域), しゅう動方向の摩擦応力分布に関して青色から赤色系になるに従い高い値とした. まず, 圧力分布の結果よりしゅう動方向上流側のディンプル縁部分の近傍に負圧, 下流側のディンプル縁部分の近傍に正圧が発生している. そしてディンプルアスペクト比 AR が小さいほど, 圧力発生部分の面積が広がった. 次に, しゅう動方向の摩擦応力分布の結果より油膜が厚くなっているディンプル部分の値が低く, 油膜が薄いディンプル以外の最小油膜部分の値が大きくなっており, ディンプル縁部分の圧力発生によりしゅう動方向の摩擦応力値が影響を受けていることが判った.

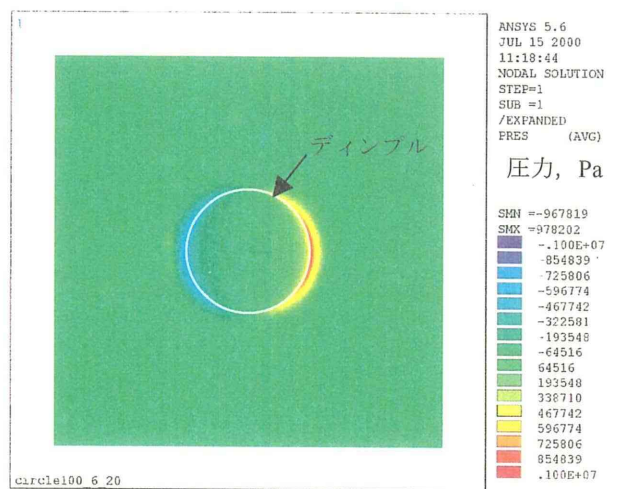
これらの分布におけるディンプル中央部での圧力曲線, しゅう動方向の摩擦応力分布曲線を図5・20に示した. (a)の圧力分布曲線をみると圧力の最大値・最小値はディンプルの縁部分に発生しており, ディンプルアスペクト比 AR の相違に関係なくほぼ一定値を示すことが判った. また, (b)のしゅう動方向の摩擦応力分布曲線をみるとしゅう動方向の摩擦応力値ではディンプル以外の油膜における値は同一となった. また, 第4章と同様にディンプル縁部分の圧力発生によりしゅう動方向の摩擦応力値が影響を受けていることが判った.

図5・21に有限要素法解析におけるアスペクト比 AR , 最小油膜厚み h^* と負荷容量 W_c の関係を示す. 負荷容量 W_c は単位セル面積で圧力を積分して算出した. まず, 図5・18, 図5・19に示した最小油膜厚み $h^* = 0.2 \mu\text{m}$ の場合の結果は赤いラインで示した. この結果はアスペクト比 AR が小さいほど負荷容量 W_c の値が高くなることを示している. そして, ディンプルアスペクト比 $AR=2$ の場合に対しディンプルアスペクト比 $AR=1/4$ の場合の負荷容量 W_c は約1.5倍となった. すなわち, 図5・18において圧力が発生する面積の値が大きいほど負荷容量 W_c の値が高くなることが判った. 次に, ディンプルアスペク



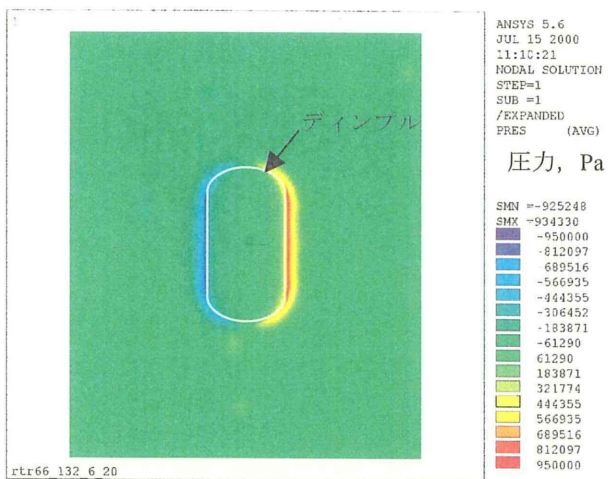
アスペクト比 $AR : 2$

短径 $66\mu\text{m}$, 長径 $132\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$



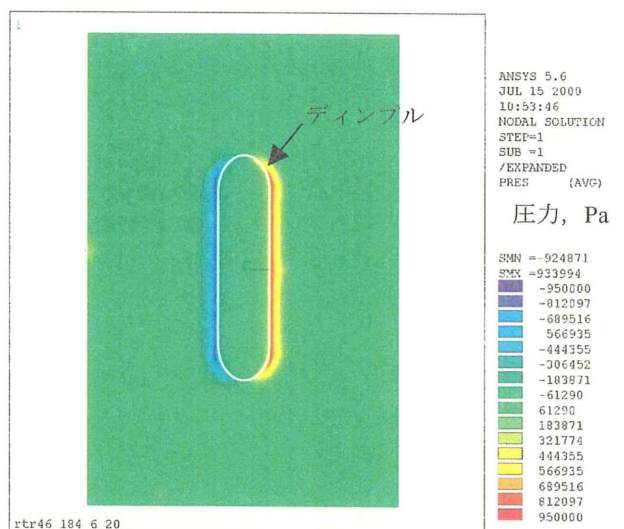
アスペクト比 $AR : 1$

直径 $100\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$



アスペクト比 $AR : 1/2$

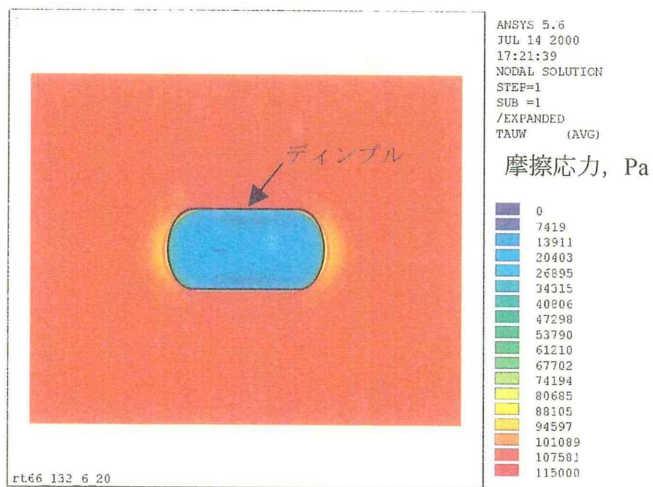
短径 $66\mu\text{m}$, 長径 $132\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$



アスペクト比 $AR : 1/4$

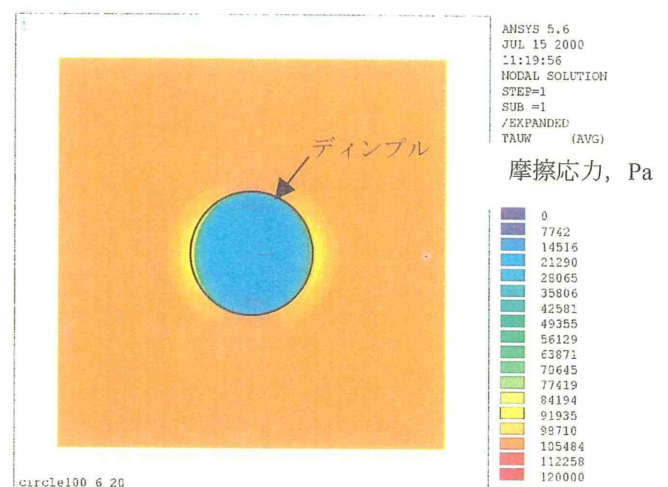
短径 $46\mu\text{m}$, 長径 $184\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$

図5・18 ディンプル周辺の圧力分布(FEM)
(面積: $7.85\text{E}-3\text{mm}^2$, 面積比率 $PR: 8\%$, 最小油膜厚み $h^*: 0.2\mu\text{m}$)



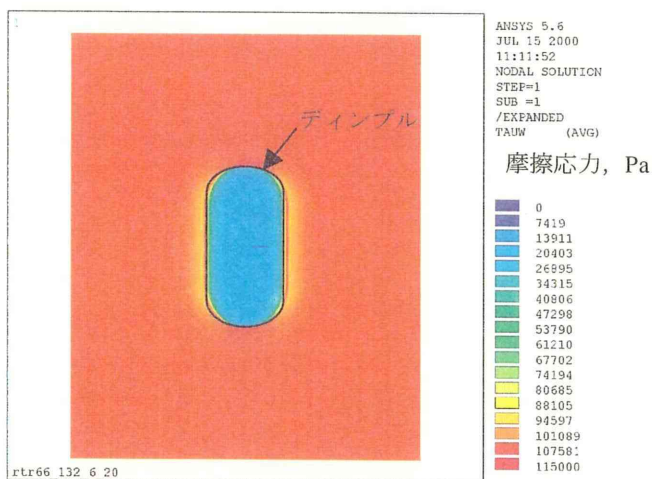
アスペクト比 $AR : 2$

短径 $66\mu\text{m}$, 長径 $132\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$



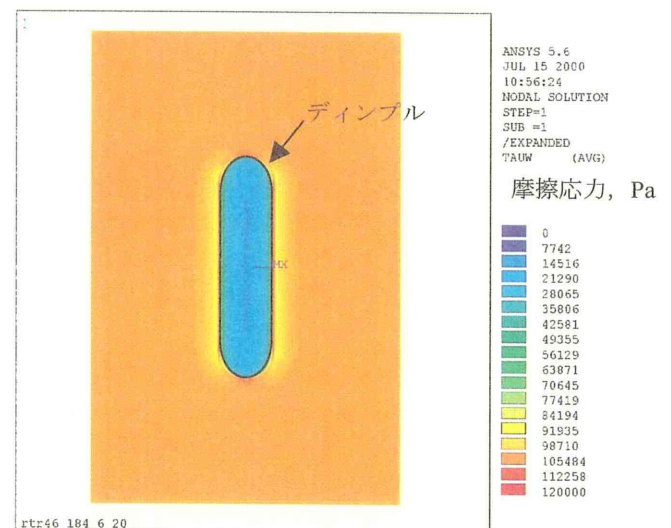
アスペクト比 $AR : 1$

直径 $100\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$



アスペクト比 $AR : 1/2$

短径 $66\mu\text{m}$, 長径 $132\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$



アスペクト比 $AR : 1/4$

短径 $46\mu\text{m}$, 長径 $184\mu\text{m}$, 深さ $6\mu\text{m}$

図5・19 ディンプル周辺の摩擦応力分布(FEM)
(面積: $7.85\text{E-}3\text{mm}^2$, 面積比率 $PR: 8\%$, 最小油膜厚み $h^*: 0.2\mu\text{m}$)

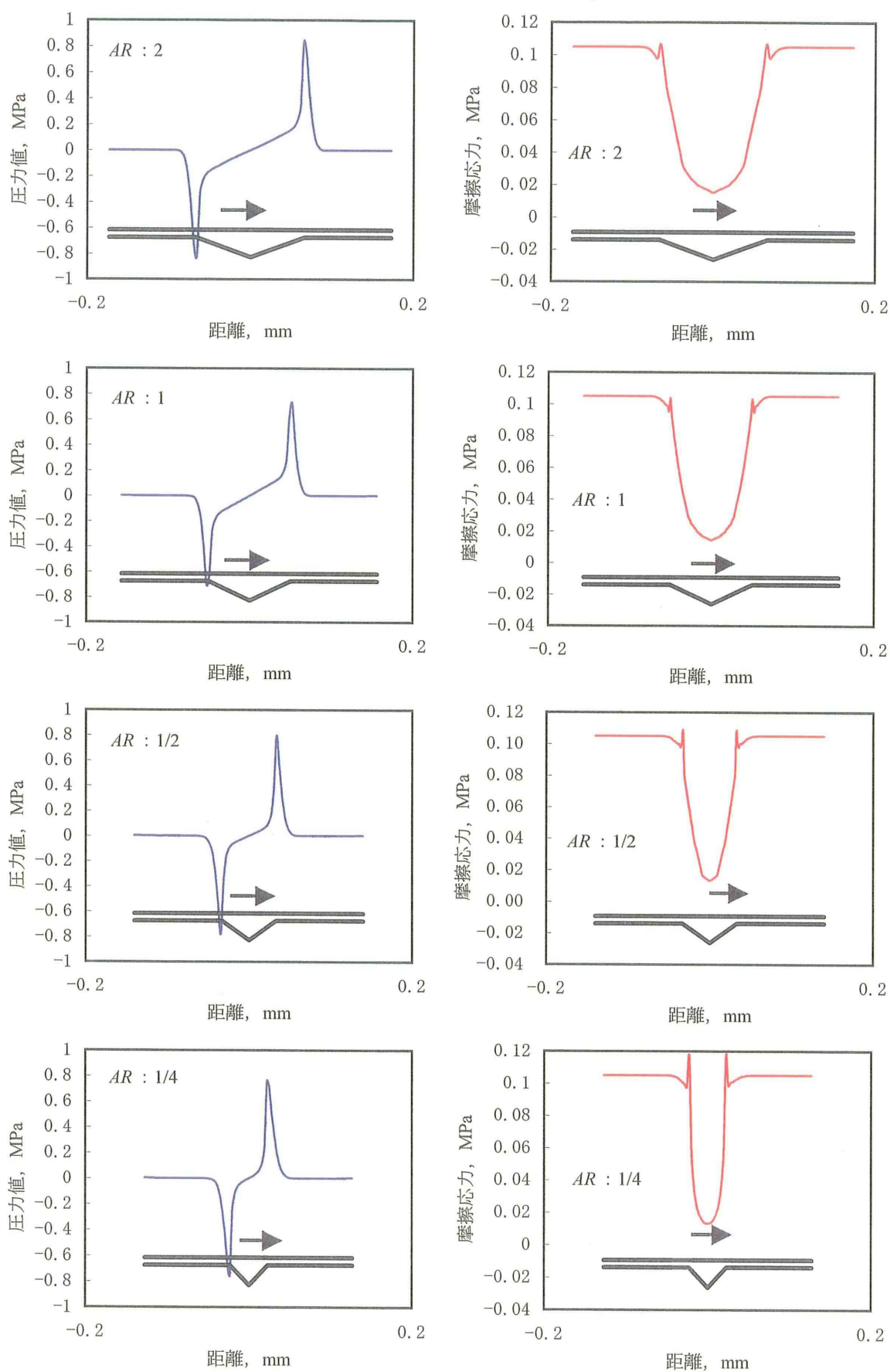


図5・20 ディンプル中央部の圧力・摩擦応力分布曲線(FEM)

(深さ: $6\mu\text{m}$, 面積: $7.85\text{E-}3\text{mm}^2$, 面積比率 $PR: 8\%$)

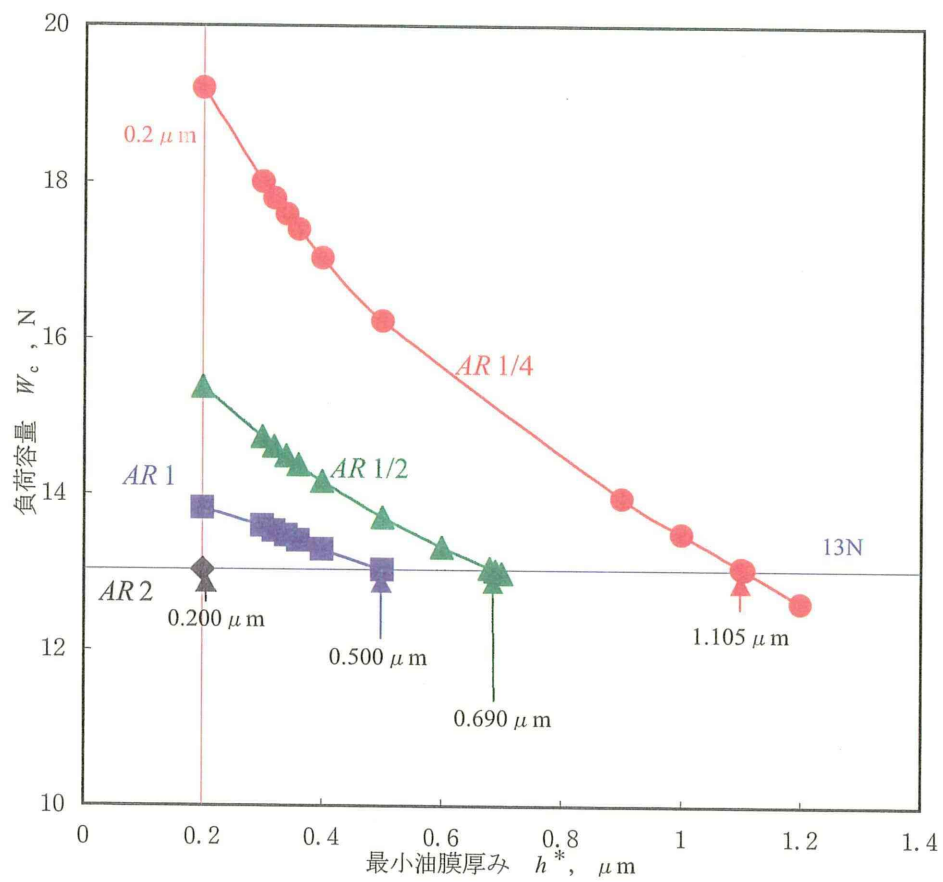


図5・21 AR, 最少油膜厚み h^* による負荷容量 W_c への影響(FEM)
 (深さ一定: $6\ \mu\text{m}$, 面積一定: $7.85\text{E-}3\text{mm}^2$, 面積比率PR一定: 8%)

ト比 $AR = 2$ 以外のディンプルが、 $AR = 2$ の負荷容量 W_c に $\pm 1\%$ 以内の範囲で等しくなる最小油膜厚み h^* を繰り返し解析を行うことにより求めた。なお、曲線には解析を行ったポイントを示した。 $AR=2$ の負荷容量 $W_c=13\text{ N}$ を青いラインで示した。この青いライン上の結果はアスペクト比 AR が小さいほど最小油膜厚み h^* の値が高くなることを示している。そして、ディンプルアスペクト比 $AR=2$ の場合に対しディンプルアスペクト比 $AR=1/4$ の場合の最小油膜厚み h^* は約 5.5 倍となった。すなわち、この最小油膜厚み h^* の順は上述の負荷容量 W_c の順と同様になることが判った。なお、負荷容量 W_c が一定の場合の結果は後述の 5－4 節でしゅう動試験結果と比較した。

直交ディンプル面積の影響

図 5・2 2，図 5・2 3 にディンプル面積を変更した場合のディンプル周辺の圧力分布、しゅう動方向の摩擦応力分布の等圧図を示す。直交ディンプル形状はディンプルアスペクト比 AR の影響と同様とした。この解析条件はディンプルアスペクト比 AR が $1/4$ ，ディンプル深さが $6\mu\text{m}$ ，最小油膜厚み $h^*=0.3\mu\text{m}$ とした。これらの等圧図はディンプルアスペクト比 AR の影響と同様の条件で作成した。また、分布の配色に関してはディンプルアスペクト比 AR などと同一で、圧力分布に関して青色が負圧域、赤色が正圧域、緑が周囲圧域（大気圧域）、しゅう動方向の摩擦応力分布に関して青色から赤色系になるに従い高い値とした。まず、圧力分布の結果より他の解析結果と同様にしゅう動方向上流側のディンプル縁部分の近傍に負圧、下流側のディンプル縁部分の近傍に正圧が発生した。次に、しゅう動方向の摩擦応力分布の結果より他の解析結果と同様に油膜が厚くなっているディンプル部分の値が低く、油膜が薄いディンプル以外の最小油膜部分の値が大きくなっており、ディンプル縁部分の圧力発生によりしゅう動方向の摩擦応力値が影響を受けていることが判った。

これらの分布におけるディンプル中央部での圧力曲線、しゅう動方向の摩擦応力分布曲線を図 5・2 4 に示した。(a) の圧力分布曲線をみると他の解析と同様に圧力の最大値・最小値はディンプルの縁部分に発生しており、ディンプル面積の値が大きいほど発生する圧力値が高くなることが判った。また、(b) のしゅう動方向の摩擦応力分布曲線をみると他の解析と同様にしゅう動方向の摩擦応力値ではディンプル以外の油膜における値は同一となった。また、他の解析と同様にディンプル縁部分の圧力発生によりしゅう動方向の摩擦応力値が影響を受けていることが判った。

最小油膜厚み h^* が $0.3, 1, 4\mu\text{m}$ の有限要素法解析より摩擦力 F' ，負荷容量 W_c' ，摩

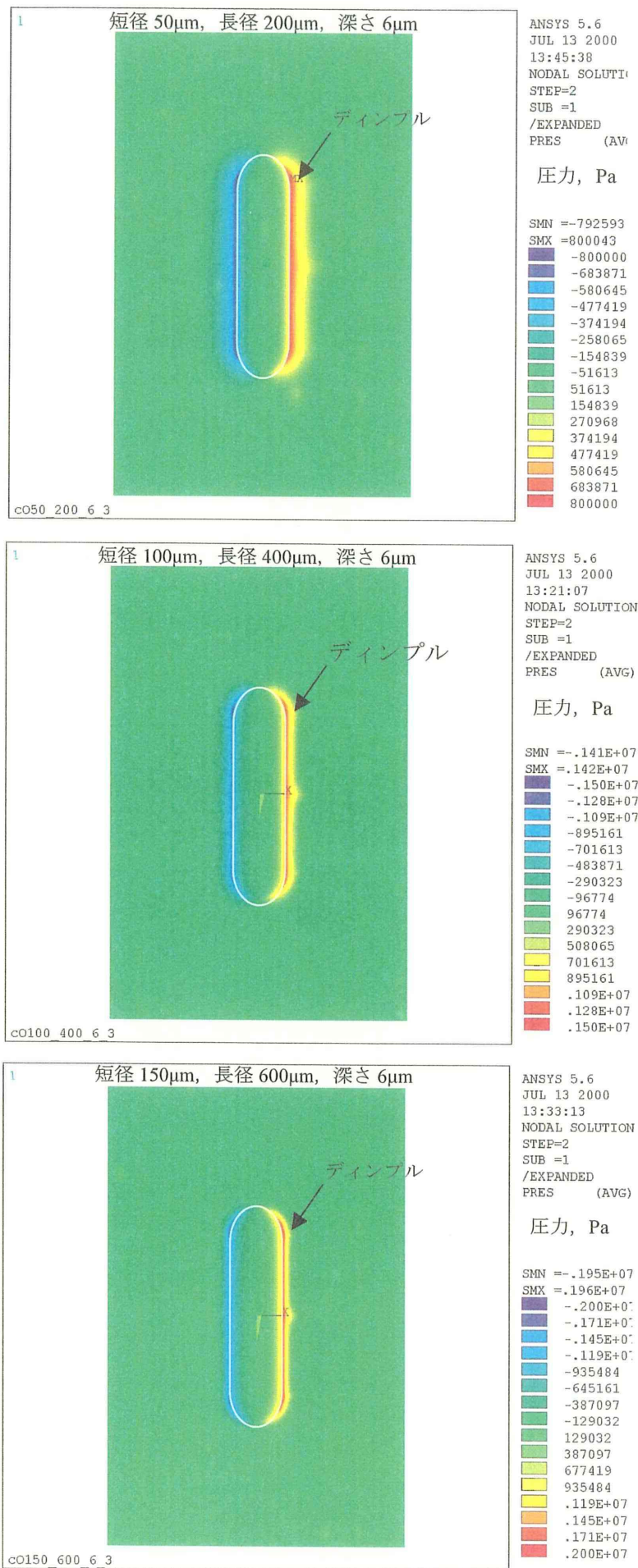


図5・22 ディンプル周辺の圧力分布 (FEM)
(アスペクト比 AR : 1/4, 面積比率 PR : 8%, 最小油膜厚み h^* : 0.3 μm)

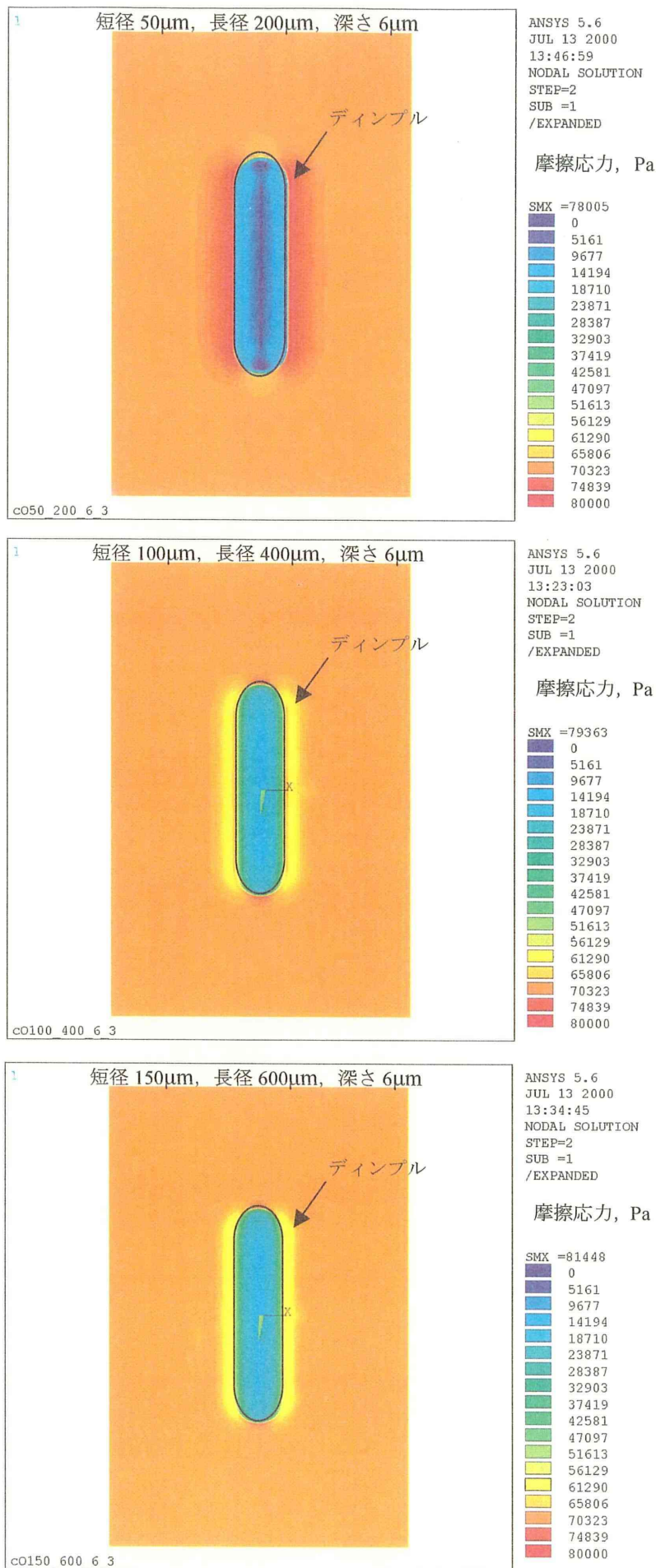
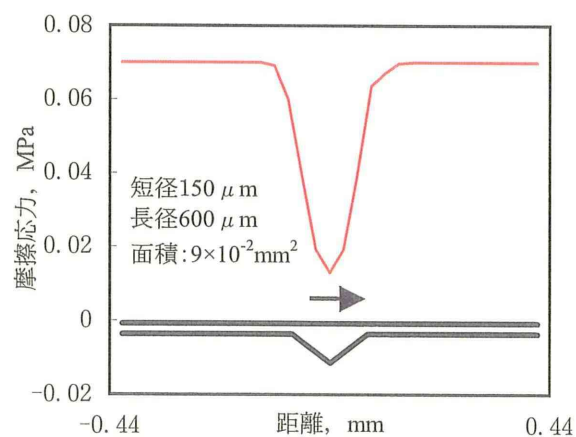
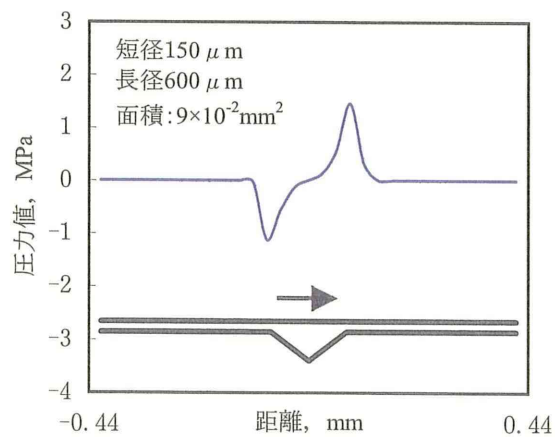
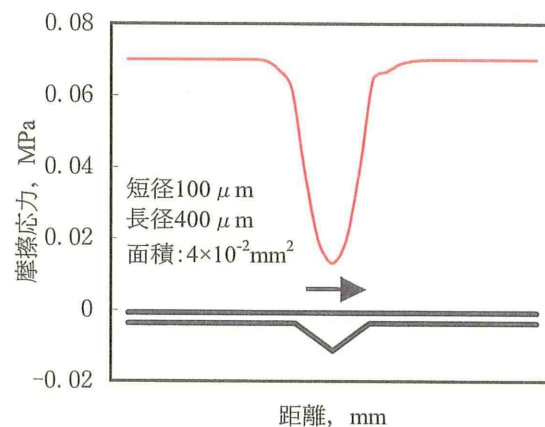
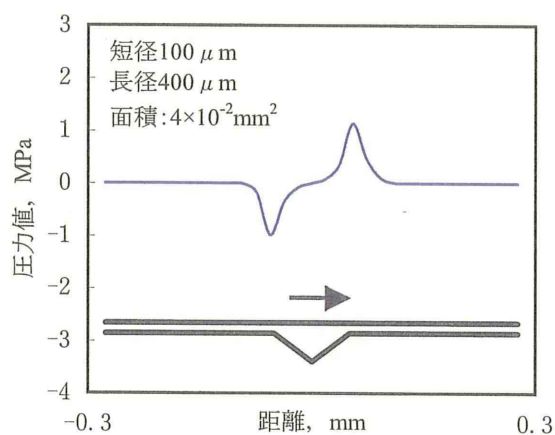
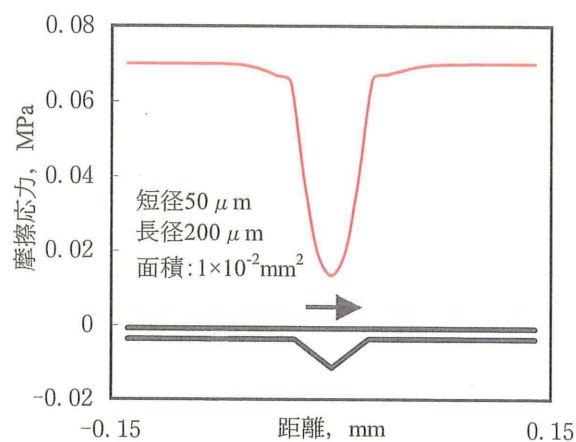
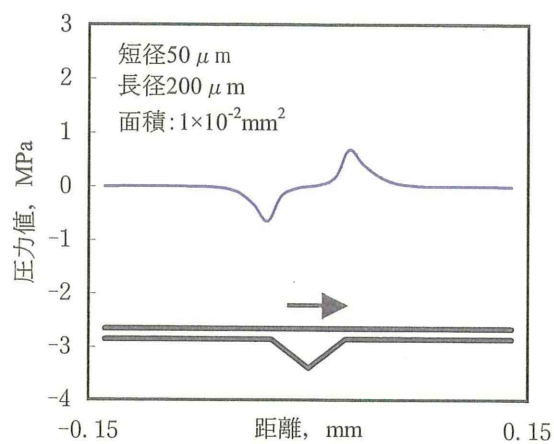


図5・23 デインプル周辺の摩擦応力分布 (FEM)

(アスペクト比 AR : 1/4, 面積比率 PR : 8%, 最小油膜厚み h^* : 0.3 μm)



(a) 圧力分布曲線

(b) 摩擦応力分布曲線

図5・24 デンプル中央部の圧力・摩擦応力分布曲線(FEM)

(深さ: $6 \mu\text{m}$, アスペクト比 $AR: 1/4$, 面積比率 $PR: 8\%$, 最小油膜厚み $h^*: 0.3 \mu\text{m}$)

摩擦係数 f を算出した結果を図 5・25 に示した。これらの摩擦特性数の算出方法は第 2 章に示した通りとした。この結果は円形ディンプルの場合と同様であった。すなわち、摩擦力 F' はディンプル面積に関係なくほぼ同一の値、負荷容量 W_c' はディンプル面積が大きいほど高い値になった。負荷容量 W_c' はディンプル縁部分に発生する最大圧力値に対応した。また、式 (4-6) により摩擦力 F' を負荷容量 W_c' で除して算出した摩擦係数 f はディンプル面積が大きいほど小さくなった。

5-4 数値解析としゅう動試験結果の比較と考察

レイノルズの無限幅軸受理論による数値解析結果は、ディンプルの平面形状・配列が相似となったディンプル面積の影響についてのみ示す。

ディンプルアスペクト比 AR の影響

ディンプルアスペクト比 AR による影響について、有限要素法 (FEM) の解析結果としゅう動試験結果を図 5・26 で比較した。有限要素法は負荷容量一定、試験結果は荷重一定の場合の結果について示した。負荷容量 W_c と荷重 W の関係を式 (1-1) により示す。本解析ではシール流体圧力がなく、また流体潤滑と仮定して解析を行った。シール流体圧力を考慮しないと式 (1-1) においてその他の力 F_{rest} 、スプリング荷重 F_s 項のみが残る。そして、流体潤滑ではその他の力 F_{rest} は負荷容量 W_c に等しく、スプリング荷重 F_s は本試験におけるおもしによる荷重 W と等しくなる。すなわち、理想的には式 (1-1) より負荷容量 W_c と荷重 W が釣り合うことが判る。また、有限要素法において、ある負荷容量 W_c となる最小油膜厚み h^* を求めるためには図 5・21 で示したように最小油膜厚み h^* を変更し繰り返し解析を行う必要がある。この繰り返し解析により、解析時間、労力などが増加するが、荷重 (負荷容量) 一定での結果を得ることができる。これにより試験環境により近い条件下における各摩擦特性値の比較を行うことができる。なお、試験における最小油膜厚み h^* は式 (2-13) で算出した。比較結果よりディンプルアスペクト比 AR と最小油膜厚み h^* 、摩擦係数 f との関係は有限要素法、しゅう動試験結果共に同じ傾向を示すことが判った。すなわち、ディンプルアスペクト比 AR が小さいほど、最小油膜厚み h^* が厚く、摩擦係数 f が小さくなった。この結果は、圧力分布で示したようにディンプルアスペクト比 AR による圧力発生面積への影響によるものと考えられる。

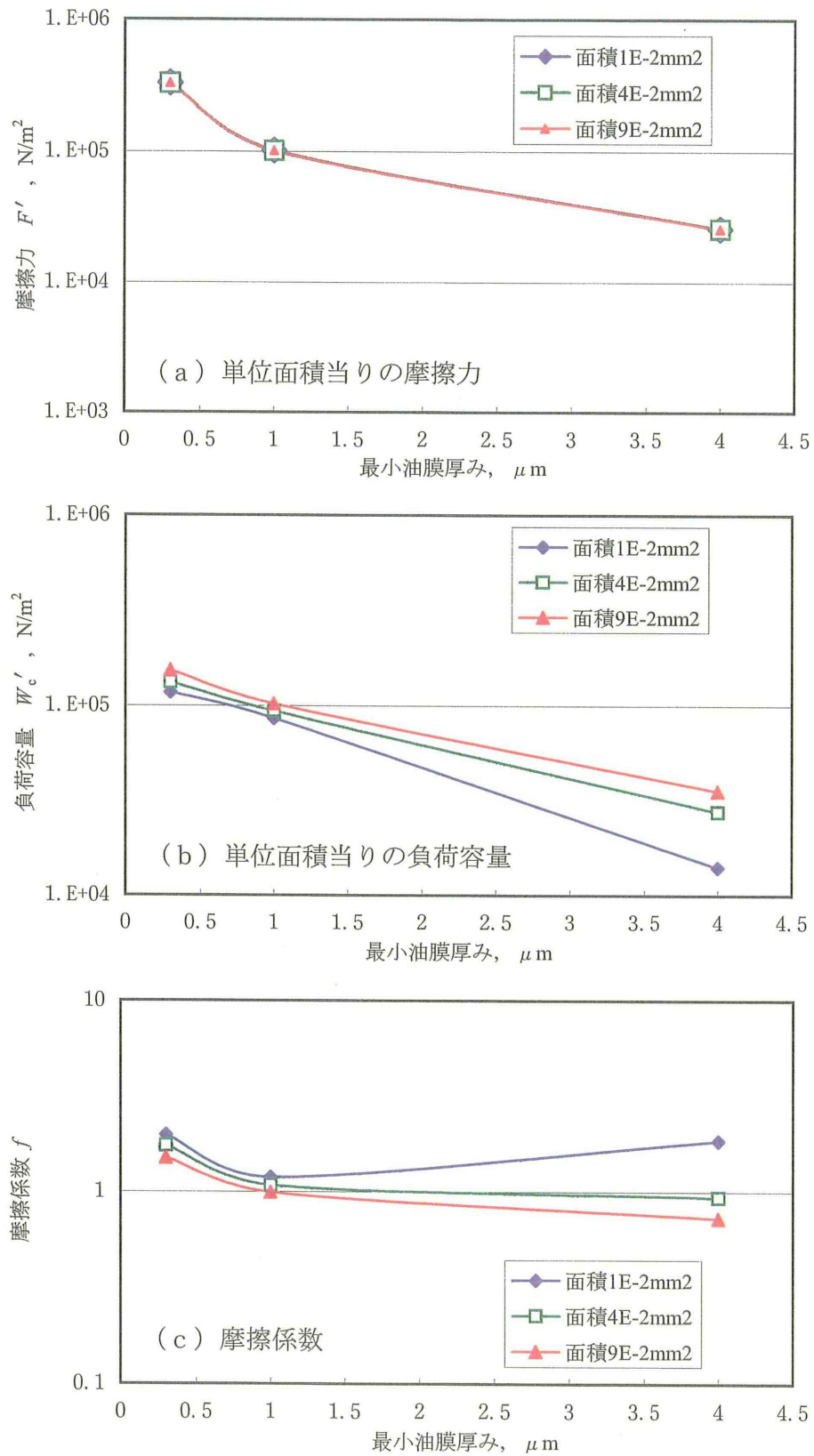
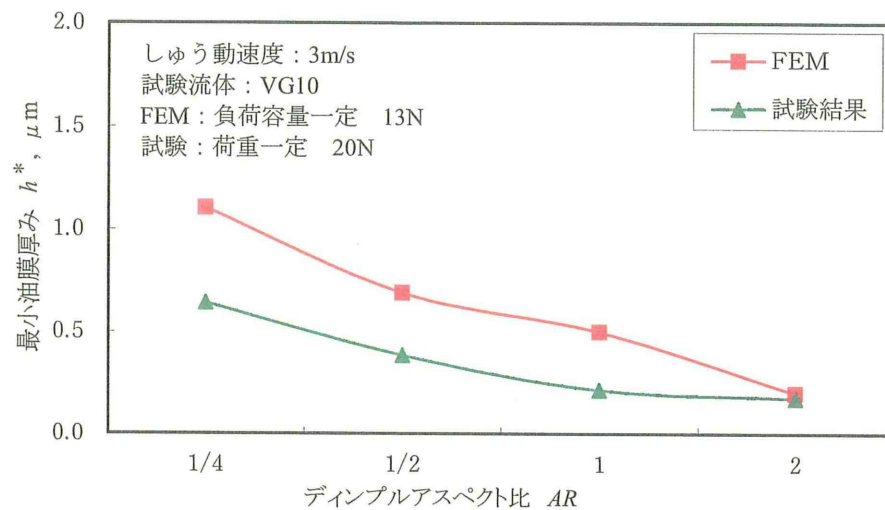
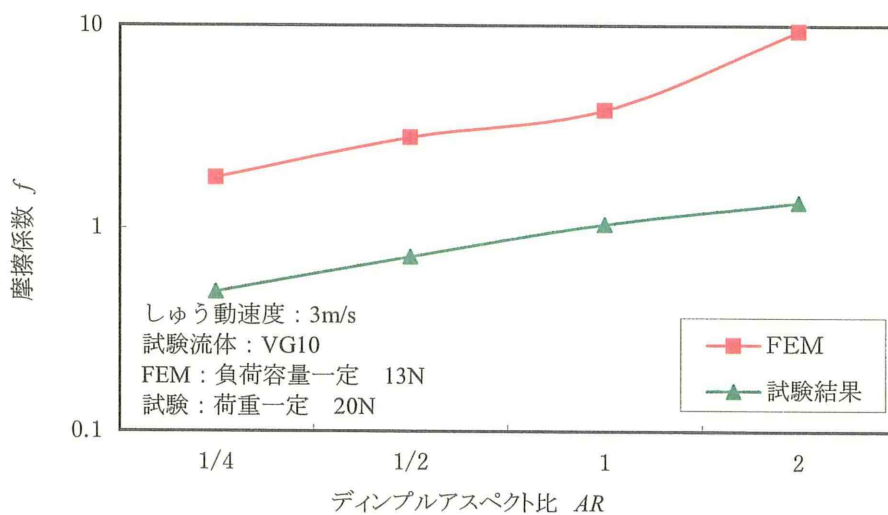


図5・25 摩擦特性数へのディンプル面積の影響(FEM)
(深さ: $6\mu\text{m}$, アスペクト比AR: 1/4, 面積比率PR: 8%)



(a) 最小油膜厚み h^*



(b) 摩擦係数 f

図5・26 FEM・試験結果の比較
(深さ: $6\mu\text{m}$, 面積: $7.85\text{E-}3\text{mm}^2$, 面積比率 $PR: 8\%$)

直交ディンプル面積の影響

有限要素法 (FEM), レイノルズの無限幅軸受理論による数値解析結果, しゅう動試験結果を最小油膜厚み $h^* = 0.3\mu\text{m}$ で一定とした場合についてディンプル面積による影響を比較した。なお, 試験における最小油膜厚み h^* は式 (2-13) で算出した。レイノルズの無限幅軸受理論による解析は第4章で示した方法と同一で, 図4・25に示すように (a) のディンプル中央部断面形状を (b) のレイリーステップ形状でモデル化した。ディンプル間隔, ディンプル短径, ディンプル深さをそれぞれ潤滑面長さ L_θ , 溝幅 $L_{\theta 1}$, 溝深さ $h_1 - h^*$ に対応させた。すなわち, 第4章でディンプル直径を溝幅としたのに対し周方向のディンプル長さを溝幅としたこと, そのディンプル長さとディンプル間隔の比などが異なっているが, 溝幅による各摩擦特性数への影響は第4章の等方性ディンプルの場合とほぼ同一となった。

図5・27に比較結果を示した。この結果より, 周方向のディンプル長さ (溝幅) と共に摩擦係数 f も低減し有限要素法, 無限幅軸受理論, しゅう動試験結果の定性的傾向に一致が認められた。この結果は第4章に示した等方性ディンプルの直径 (面積) による影響と同様である。このことからディンプルの平面形状・配列が相似と考えられる条件ではしゅう動方向断面の形状 (溝幅, 潤滑面長さ, 溝深さ) により摩擦係数 f の定性的傾向を予測することが可能と考えられる。

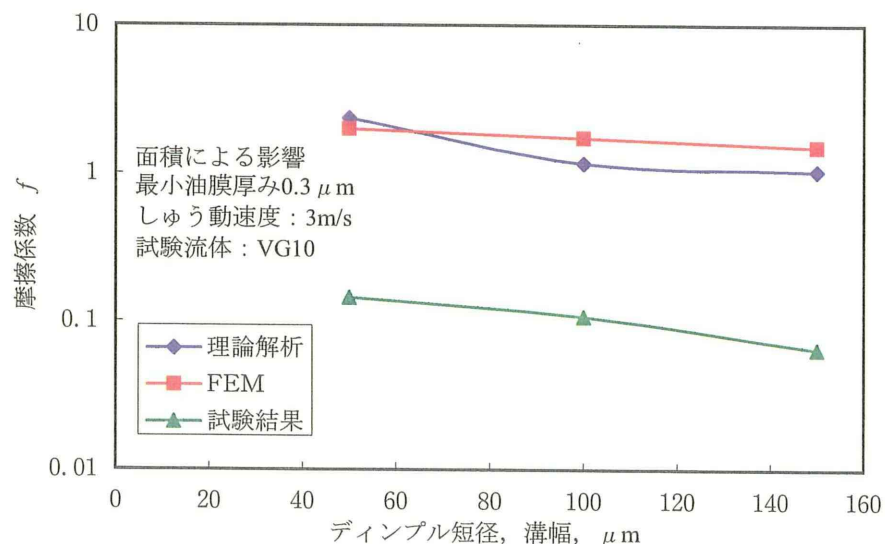


図5・27 理論解・FEM・試験結果の比較
(深さ: $6\mu\text{m}$, アスペクト比 $AR: 1/4$)

5-5 まとめ

本試験条件，解析条件下で行った検討結果により以下のことが明らかとなった。

- (1) しゅう動面上の異方性ディンプルにおいて，摩擦係数 f はディンプルアスペクト比 AR が小さくなるほど減少した。
- (2) ディンプルアスペクト比 AR が $1/4$ の異方性（直交）ディンプルの摩擦係数 f は同一面積の等方性（円形）ディンプルに対し約 50 % まで低減した。
- (3) ディンプルアスペクト比 AR $1/4$ ，その他のディンプル形状を一定とした場合，異方性（直交）ディンプル深さにより摩擦係数 f が減少する領域と増加する領域に分かれた。
- (4) ディンプルアスペクト比 AR $1/4$ ，その他のディンプル形状を一定とした場合，摩擦係数 f は異方性（直交）ディンプル面積が大きくなるほど減少した。
- (5) ディンプルアスペクト比 AR $1/4$ ，その他のディンプル形状を一定とした場合，異方性（直交）ディンプル面積比率 PR の増加にともない摩擦係数 f が低減する領域とほぼ一定値となる領域に分かれた。
- (6) 同一ディンプルを形成した超硬合金と炭化ケイ素試験片による試験結果などにより，流体潤滑の維持，摩擦係数 f の低減には炭化ケイ素の方が優れていることが判った。
- (7) 等方性ディンプルと同様に，異方性ディンプルの形状を一定とした場合，荷重，しゅう動速度，試験流体の粘性係数を変化させても，流体潤滑下で無次元特性数 G が同じであれば同じ摩擦係数 f が得られた。
- (8) 第 4 章および第 5 章に示した全データにより摩擦力 F ，温度差 ΔT の分布を整理するとよい相関が得られ，平滑材 > 気孔分散材 > 異方性（平行）ディンプル > 等方性（円形）ディンプル > 異方性（直交）ディンプルの順番でこれらの低減が可能となることが判った。
- (9) 有限要素法，レイノルズの無限幅軸受理論により，異方性ディンプルのディンプルアスペクト比 AR と面積に注目して数値解析を行ったが，これらの結果はしゅう動試験結果と定性的傾向に一致が認められた。

第6章 ディンプルの密封特性への影響

6-1 緒言

第4章、第5章ではディンプルが摩擦係数など摩擦特性に対してどのような影響を及ぼすのかについて注目し検討を行った。その結果、ディンプルが流体潤滑領域の拡大、摩擦係数の低下、油膜厚みの増加などの潤滑性向上に寄与していることが判った。そして、方向性を制御した直交ディンプルが特に潤滑性向上に有効であること、有限要素法による解析で直交ディンプルの動圧発生部の面積が円形ディンプルなどよりも広く、これが潤滑性向上の主因となっていることが判った。

しかし、これらのしゅう動試験は摩擦特性のみに注目し検討を行ったものであり、密封特性に関する影響は不明のままである。また、実機条件に適用した場合、ディンプルがその潤滑性の向上に有効であるかについても不明である。

そこで、潤滑性の向上に特に有効であった直交ディンプルを用いた油潤滑下のメカニカルシール試験を行い、密封特性への影響を検討した。また、実際のメカニカルシールでは低粘度流体の使用など流体潤滑膜が形成されにくい条件下で使用されることも多い。そのため、代表的な低粘度流体である市水を用い、実機条件を模擬したメカニカルシール試験を行った。

本章では、まず油潤滑下のメカニカルシール試験結果を示し、次に水潤滑下のメカニカルシール試験結果を示す。

6-2 油潤滑メカニカルシール試験

6-2-1 油潤滑メカニカルシール試験方法

本試験において、第2章に示した油用メカニカルシール試験装置、および油用メカニカルシール試験片を使用した。油潤滑メカニカルシール試験条件を表6・1に示す。試験流体は第2章に示した市販の汎用潤滑油 VG10（出光興産社製スーパーマルチオイル）とした。試験片素材は第2章に示した Co バインダ超硬合金製の緻密材（日本タングステン社製 G2）、気孔分散材（日本タングステン社製 PD-G2）とした。気孔分散材は静止側試験片のみに使用した。ディンプル・気孔分散質試験片の表面粗さは第5章のしゅう動試験などと同じとした。なお、表2・1に示したように気孔分散材、ディンプルしゅう動材の気孔（ディンプル）面積比率 PR は約 8 % でほぼ等しい。また、ディンプル試験片の比較試験片として表面粗さ変更試験片も試験に供した。表面粗さ変更試験片の表面粗さ曲線を図

表6・1 油潤滑メカニカルシール試験条件

試験流体	汎用潤滑油 (VG10)
試験片素材	Co バインダ超硬合金
表面粗さ	R_y 0.03~0.05 μm (ディンプル・気孔分散質試験片) R_y 0.03~0.35 μm (表面粗さ変更試験片)
平坦度	1 バンド以内
しゅう動面形状	内径 32mm, 外径 40mm
しゅう動速度 U	1 ~ 3 m/s
スプリング荷重 F_s	20 N
試験流体圧力 P_f	0.05 ~ 0.15 MPa
面圧	0.12 ~ 0.26 MPa
試験時間	2h

6・1に示した。表面粗さ R_y について、SR-1 はディンプル試験片などと同じで 0.0325, SR-2 は 0.137, SR-3 は 0.312 とした。なお、表面粗さは潤滑性に多大な影響を及ぼすことが報告されている^{56), 70)}。ディンプル試験片、表面粗さ変更試験片は静止側のみに使用し、回転側試験片の表面粗さはディンプル試験片などと同じとした。なお、気孔分散材の表面粗さは気孔を外して測定しディンプル試験片と同一であることを確認した。しゅう動面のオプティカルフラットによる平坦度はヘリウムライトで 1 バンド以内とした。しゅう動速度は 1~3 m/s とした。スプリング荷重 F_s は 20 N, 試験流体圧力 P_f は 0.05~0.15 MPa とした。また、しゅう動面に実際に加わる面圧はスプリング荷重 F_s と試験流体圧力 P_f (シール流体の密封圧力) の複合によるもので式 (1-1) の F_{rest} に等しい。本試験における試験流体圧力 $P_f=0.05\sim0.15$ MPa, スプリング荷重 $F_s=20$ N, しゅう動面内径 $r_i=32$ mm, しゅう動面外径 $r_o=40$ mm, 回転試験片に対して軸方向の移動力として働く試験流体圧力を受ける軸方向の面積部分の内径 (回転軸の直径) $r_b=24.5$ mm, 油の一般的な K 値 1/3 を式 (1-1) に代入し, F_{rest} を算出すると試験流体圧力により 0.12~0.26 MPa の範囲となった。また、試験時間は 2 時間とした。

油潤滑メカニカルシール試験においてしゅう動トルク, しゅう動面近傍温度を測定した。試験後しゅう動トルクから摩擦係数 f を算出し, 無次元特性数 $G (= \mu U a_0 / W)$ ³²⁾⁻³⁵⁾ により整理した。摩擦係数 f は式 (4-1) により算出した。試験流体の粘性係数はしゅう動面近傍温度によりワルサーの式 (2-1) を用いて温度による補正をした。また, しゅう動面間からの試験流体の漏洩量の測定を行った。測定方法は予め重量を測定したろ紙に漏洩した試験流体を吸収させ, 吸収前後の重量変化を漏洩量と考えた。

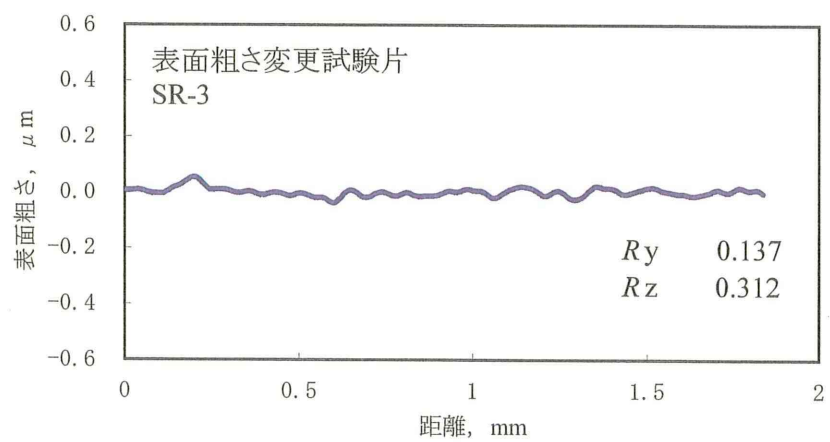
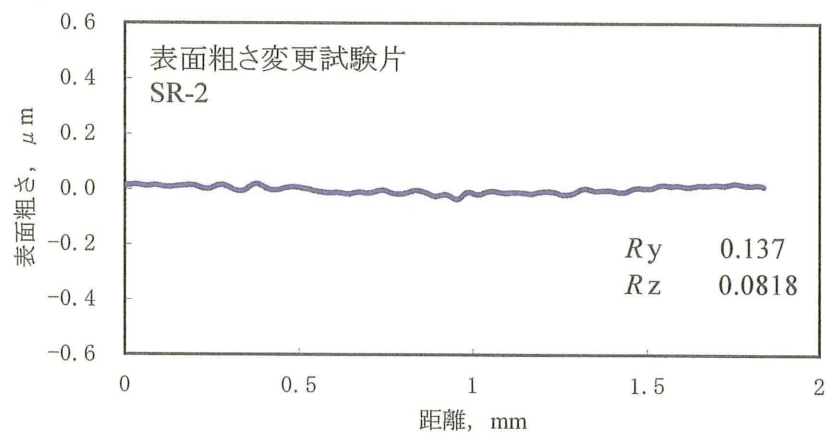
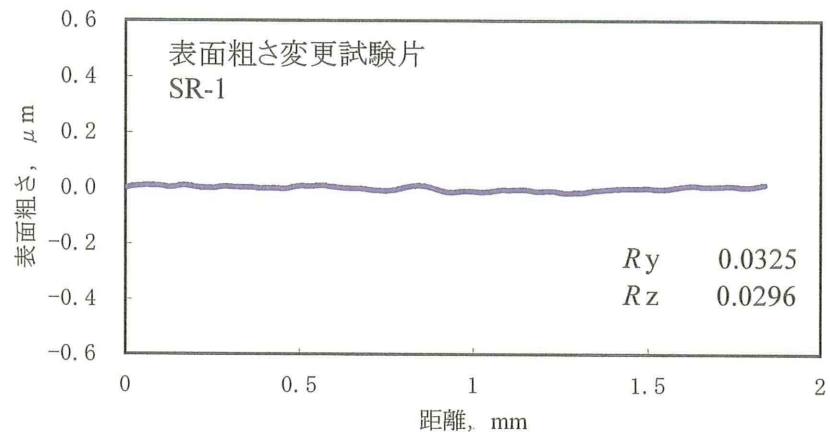


図6・1 表面粗さ変更試験片の表面粗さ曲線

試験手順としては、まずしゅう動速度を 2 m/s で一定とし、試験流体圧力を 0.05, 0.10, 0.15 MPa の順で各 2 時間しゅう動させた。試験中にしゅう動面の吸着により試験が続行できなくなった荷重で試験の続行を中止した。次にディンプル試験片に関しては試験流体圧力変更テストの後に、試験流体圧力を 0.05 MPa で一定とし、しゅう動速度を 3, 2.5, 1.5, 1m/s の順で各 2 時間しゅう動させるしゅう動速度変更テストを行った。

6-2-2 油潤滑メカニカルシール試験結果と考察

表 6・2 に全試験条件・結果を示す。試験条件として試験流体圧力、しゅう動速度、試験結果として摩擦係数 f 、最小油膜厚み h^* 、漏洩量 Q を示した。ディンプル試験片は 3 種類で、ディンプルアスペクト比 $AR=1/4$ 、深さ 6 μm 、面積 3 水準： 1×10^2 , 4×10^2 , $9\times 10^2\text{mm}^2$ (50-200, 100-400, 150-600) とした。これらのディンプル試験片のしゅう動面は第 5 章の図 5・4 の直交ディンプル面積変更試験片と同等であった。

図 6・2 にディンプル・気孔分散質試験片、図 6・3 に表面粗さ変更試験片についての試験流体圧力変更テストにおける最大の試験流体圧力におけるしゅう動面近傍温度としゅう動トルクの経時変化を示す。これらの結果より、ディンプル試験片では本試験条件の最大圧力値 0.15 MPa 下にて 2 時間の試験を行うことができたが、他の表面粗さ変更試験片などは試験片同士の吸着により途中で試験を中止した。吸着が発生する場合、混合潤滑において発生するステックスリップを示唆するしゅう動トルクの変動や上昇などが認められたことが判る。すなわち、試験片同士の吸着は潤滑膜が極めて薄くしゅう動面同士が固体接触している混合潤滑～境界潤滑下で発生したと思われる。これらの表面粗さ変更試験片に対してディンプル試験片のしゅう動トルクは極めて安定していた。

図 6・4 に試験流体圧力変更テストにおける摩擦係数 f を G 値により整理した。摩擦係数 f のデータには平均値、最大値と最小値の幅を示した。また、試験流体の漏洩が発生しない場合は白抜き、試験片同士の吸着のため試験を中止した場合は×印で示した。この結果より、表面粗さ変更試験片、気孔分散質試験片に対し、ディンプル試験片は吸着の発生がみられないこと、低摩擦を示すことが判った。そして、 $1\times 10^{-6}<G<1\times 10^{-5}$ の範囲において $f\sim G$ 曲線が右上がりとなる流体潤滑を維持していることが判った。また、第 5 章における試験結果と同様にディンプル面積が大きくなると摩擦係数 f が低減する傾向が認められた。ディンプル試験片の結果に対して、表面粗さ変更試験片は $1\times 10^{-6}<G<1\times 10^{-5}$ の範囲において吸着の発生または $f\sim G$ 曲線が左上がりとなる非流体潤滑を示し、 R_y , R_z な

表6・2 油潤滑メカニカルシール試験の全試験条件・結果

試験片名	試験条件		試験結果		
	試験流体圧力 , MPa	しゅう動速度 , m/s	摩擦係数 f	最小油膜厚み h^* , μm	漏洩量 Q , g/s
50-200	0.5	1.0	2.52E-01	1.79E-01	0.00E+00
50-200	0.5	1.5	2.56E-01	2.22E-01	0.00E+00
50-200	0.5	2.5	2.95E-01	2.93E-01	0.00E+00
50-200	0.5	3.0	3.29E-01	3.22E-01	0.00E+00
50-200	0.5	2.0	2.99E-01	2.87E-01	0.00E+00
50-200	1.0	2.0	1.89E-01	2.31E-01	5.00E-07
50-200	1.5	2.0	1.56E-01	1.85E-01	7.36E-07
100-400	0.5	1.0	3.12E-01	2.10E-01	0.00E+00
100-400	0.5	1.5	2.79E-01	2.19E-01	2.03E-06
100-400	0.5	2.5	2.93E-01	2.82E-01	1.35E-06
100-400	0.5	3.0	3.06E-01	3.11E-01	1.06E-06
100-400	0.5	2.0	2.65E-01	2.92E-01	9.72E-07
100-400	1.0	2.0	2.15E-01	2.52E-01	1.18E-06
100-400	1.5	2.0	1.75E-01	1.53E-01	1.07E-06
150-600	0.5	1.0	1.84E-01	3.09E-01	2.18E-06
150-600	0.5	1.5	2.26E-01	3.42E-01	4.90E-06
150-600	0.5	2.5	2.00E-01	5.35E-01	8.50E-06
150-600	0.5	3.0	2.36E-01	6.06E-01	1.50E-05
150-600	0.5	2.0	2.93E-01	3.27E-01	5.19E-06
150-600	1.0	2.0	1.42E-01	3.69E-01	4.13E-06
150-600	1.5	2.0	1.13E-01	3.46E-01	2.28E-06
気孔分散	0.5	2.0	4.84E-01	1.51E-01	0.00E+00
気孔分散	1.0	2.0	3.66E-01	-	0.00E+00
SR-1	0.5	2.0	8.89E-01	—	0.00E+00
SR-2	0.5	2.0	7.15E-01	—	0.00E+00
SR-3	0.5	2.0	4.48E-01	1.69E-01	0.00E+00
SR-3	1.0	2.0	4.28E-01	—	0.00E+00
SR-3	1.5	2.0	4.57E-01	—	0.00E+00

※最小油膜厚み h^* の欄において—は非流体潤滑の場合を示す

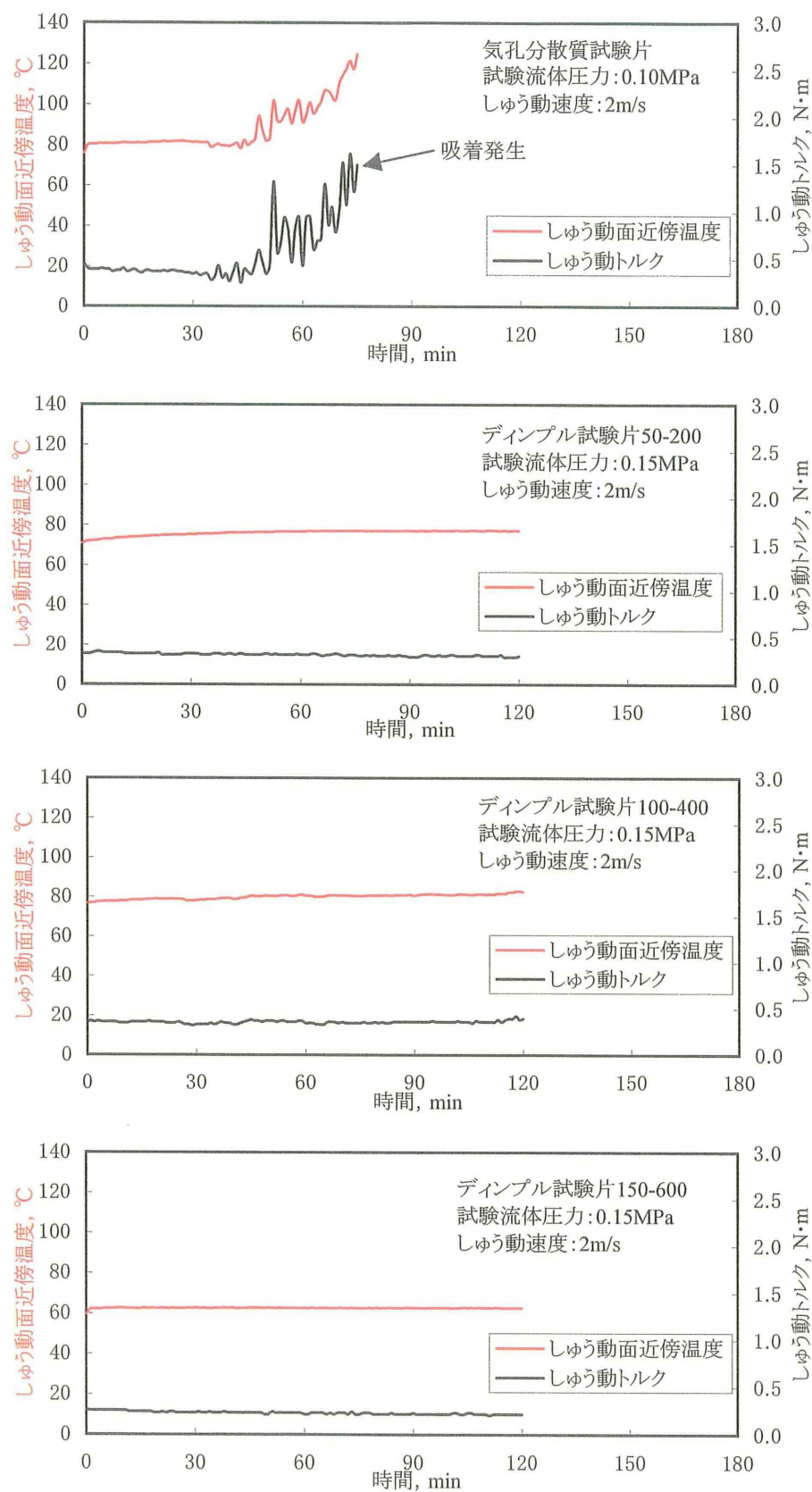


図6・2 油潤滑メカニカルシール試験の経時変化(ディンプル・気孔分散質試験片)

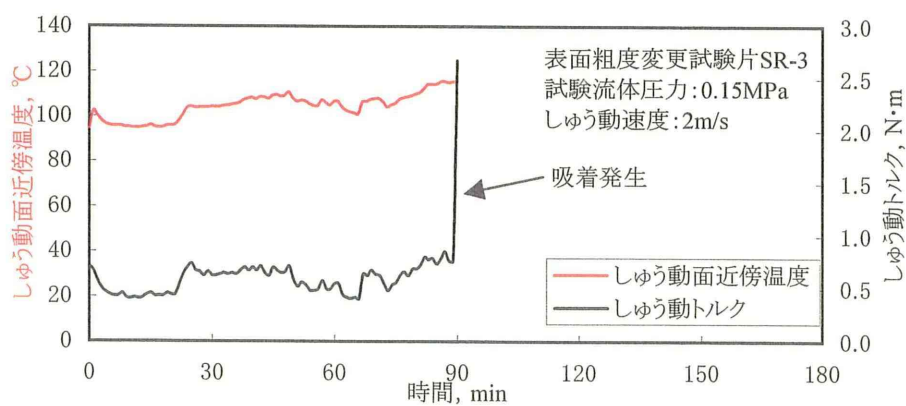
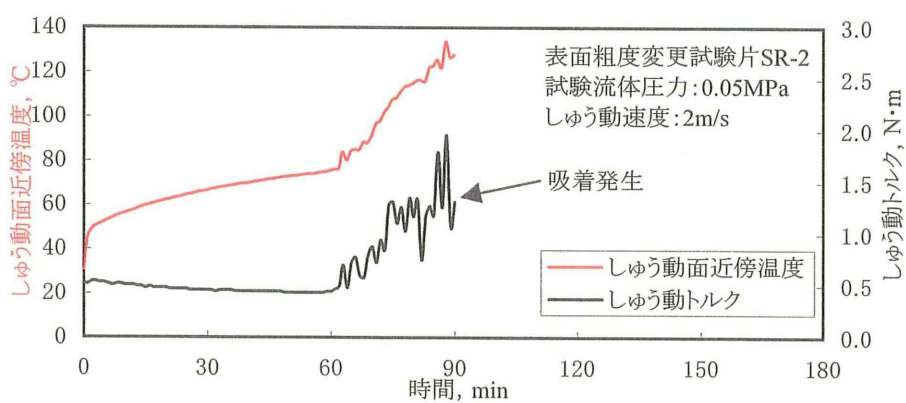
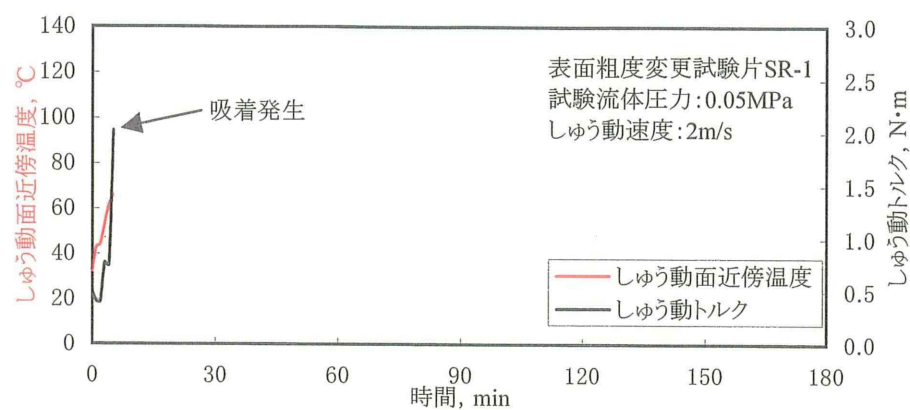


図6・3 油潤滑メカニカルシール試験の経時変化(表面粗さ変更試験片)

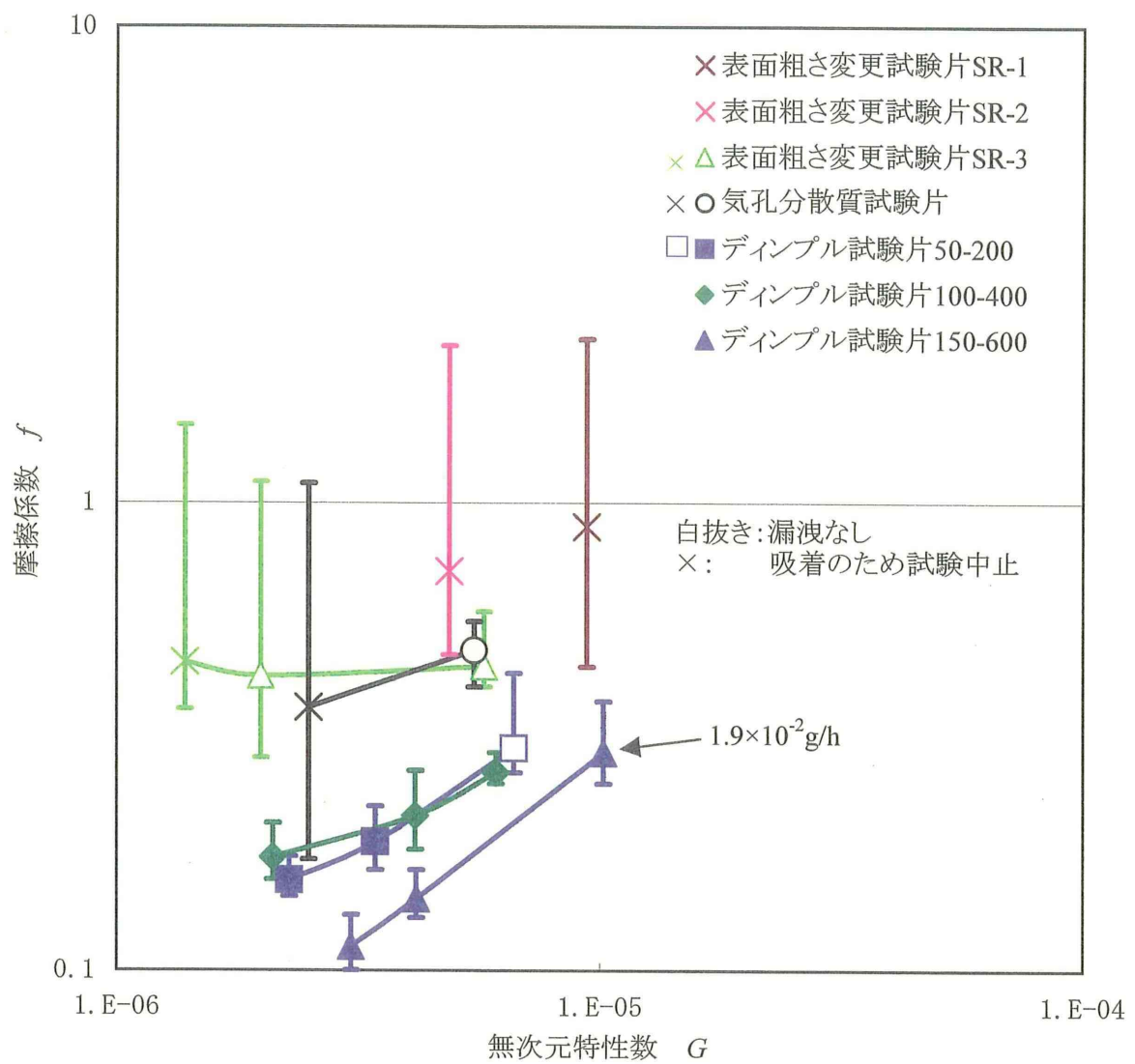


図6・4 油潤滑メカニカルシール試験における $f \sim G$ 曲線

どの表面粗さが大きいほど摩擦係数 f が低減する傾向がみられた。また、表面粗さがSR-1と同等の気孔分散質試験片はSR-1よりも摩擦係数 f が低減した。

試験流体の漏洩発生の有無に関しては摩擦係数 f が0.3以上になるとその漏洩の発生がみられなくなった。摩擦係数 f は式(2-13)により最小油膜厚み h^* に対応しており、本試験の結果は最小油膜厚み h^* が大きくなると漏洩が発生することを示唆した。なお、摩擦係数 f が0.3以下となり漏洩が発生したのはディンプル試験片のみであるが、漏洩量は最大でも $1.9 \times 10^{-2} \text{g/h}$ ($5.2 \times 10^{-6} \text{g/s}$)であった。

図6・5に最小油膜厚み h^* と漏洩量 Q の関係を示した。この結果はディンプル試験片に対して行ったしゅう動速度変更テストの全データにより作成した。この結果において試験流体圧力0.05 MPa、しゅう動速度1～3 m/sとした。漏洩が発生しない場合を白抜きで示した。図中にはポアズイユの理論解を併せて示した。平行な静止端面と回転端面間の放射状漏れに関するポアズイユの理論による式は次のように表される¹²⁹⁾。

$$Q = f_{cl} \cdot \frac{\pi \cdot h^{*3}}{6 \mu \ln(r_o / r_i)} \left(\Delta P - \frac{3 \rho \omega_0^2}{20} (r_o^2 - r_i^2) \right) \quad (6-1)$$

ここで、

Q ：漏洩量

f_{cl} ：補正係数

ΔP ：しゅう動面間の圧力差

μ ：粘性係数

ω_0 ：角速度

r_o ：しゅう動面外径

r_i ：しゅう動面内径

とした。

式(6-1)の右辺第1項は圧力、第2項は遠心力による影響を表している。この圧力項と遠心力項の比は次の通りとなる。

$$\frac{3 \rho \omega_0^2}{20} (r_o^2 - r_i^2) / \Delta P \quad (6-2)$$

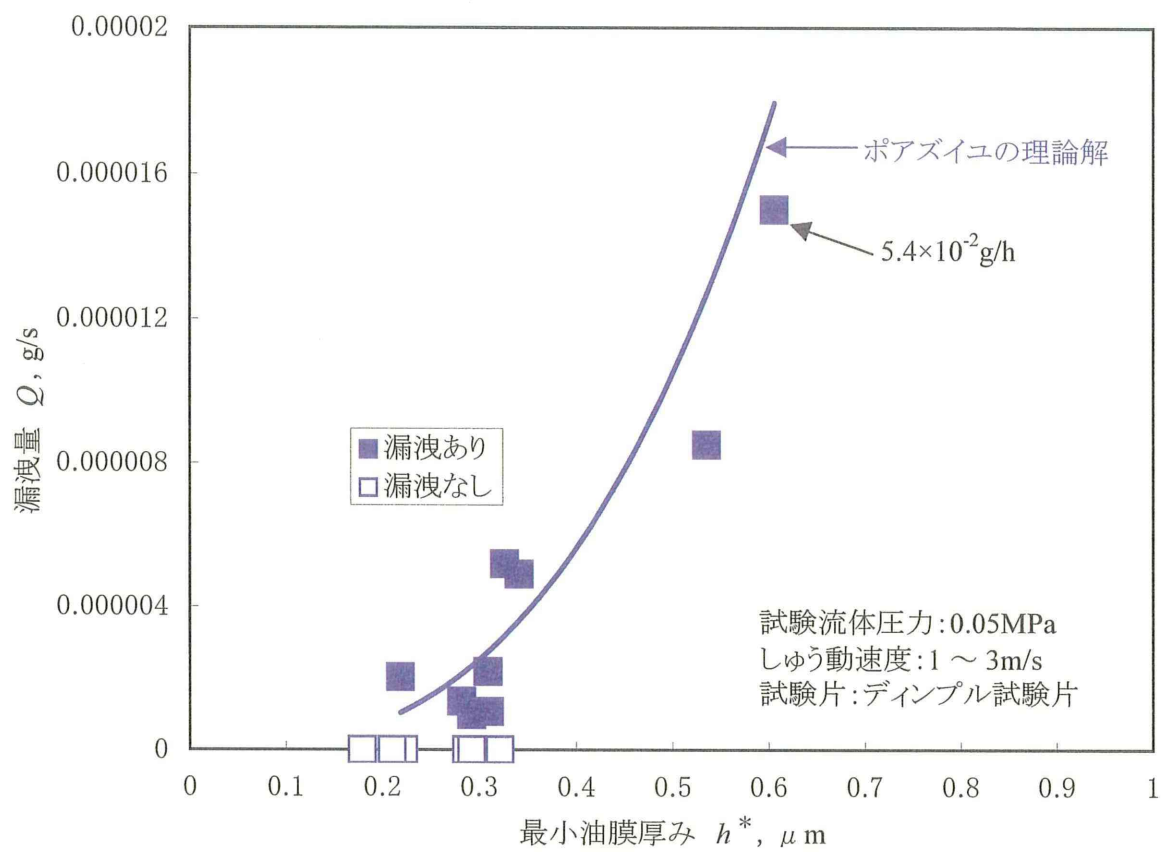


図6・5 最小油膜厚み h^* と漏洩量 Q の関係
(油潤滑メカニカルシール試験)

式(6-2)に本試験における値を代入してみると 10^4 オーダー以下となる。すなわち、遠心力による影響は圧力による影響に対して極めて小さいと考えられるので式(6-1)の右辺第2項は省略することができ、次の式が得られる。

$$Q = f_{c1} \cdot \frac{\pi \cdot h^{*3}}{6 \mu \ln(r_o / r_i)} \Delta P \quad (6-3)$$

式(6-3)における補正係数 f_{c1} はしゅう動面のうねり・振動、回転軸の偏心などにより発生する求心流の影響を補正する係数とした。なお、本試験条件下ではこの補正係数は4.0となり、しゅう動速度などとの相関はみられなかった。ポアズイユの理論は毛細管内などの流体の流れに関する基本法側であり、流量 Q に最も影響を与えるのは3乗に比例する最小油膜厚み h^* であることを示している。図6・5のポアズイユの理論解は f_{c1} を4.0とした結果である。試験における漏洩量 Q のデータはポアズイユの理論解と同様に最小油膜厚み h^* と共に増加することが判った。

メカニカルシールの漏洩量に関する規格は現在みられないが、1977年版の旧JISB2405の規定¹³⁰⁾では3 cc/h (VG10の場合、2.7 g/h)以下となっていた。最小油膜厚み h^* が約0.35 μ m以下の場合に漏洩量が0となる場合があったが、最大でも0.054 g/h (1.50×10^{-3} g/s)で旧JIS規定の約1/50の微量となった。

6-3 水潤滑メカニカルシール試験(実機条件)

6-3-1 水潤滑メカニカルシール試験方法

本試験において、第2章に示した水用メカニカルシール試験装置、および水用メカニカルシール試験片を使用した。この試験条件は表6・3に示した。試験流体は市水、試験片素材として静止側は炭化ケイ素、回転側は樹脂含浸焼成カーボン(イーグル工業社製NC-11Bi)とした。炭化ケイ素の表面粗さは $R_y=0.4\mu$ m以下、カーボンの表面粗さは $R_y=0.8\mu$ m以下とし、それぞれのしゅう動面の平坦度はヘリウムライトで1バンド以内とした。しゅう動速度は9 m/s、試験流体温度は 25 ± 3 °Cに制御した。スプリング荷重は90 N、試験流体圧力は1.0MPaとした。これらにより油用メカニカルシール試験の場合と同様に式(1-1)により面圧を算出し、1.1 MPaとなった。試験時間は48 hとした。この水潤滑メカ

ニカルシール試験条件は潤滑膜が薄く比較的高負荷なメカニカルシール実機の条件を参考にして決めた。

水潤滑メカニカルシール試験片しゅう動面の光学顕微鏡写真を図6・6に示した。静止側試験片として緻密質炭化ケイ素 (SiC) 試験片 (日立化成社性 HXL), 気孔分散質炭化ケイ素 (SiC) 試験片, 円形ディンプル試験片, 直交ディンプル試験片の4種類を使用した。なお, 気孔分散質炭化ケイ素 (SiC) は気孔直径 $22\mu\text{m}$ の B₂₂ (昭和電工社製ジョーセラム C ポーラグレート) を用いた。メカニカルシールにおいては炭化ケイ素に代表される硬質材とカーボンに代表される軟質材の組み合わせが一般的に用いられている。本試験は実機メカニカルシールしゅう動材への適用の検討を目的としているため, この組み合わせを採用した。なお, 表2・1に示したように気孔分散材, ディンプルしゅう動材の気孔 (ディンプル) 面積比率 PR は約8%でほぼ等しい

試験ではしゅう動トルク, しゅう動面近傍温度を測定した。各荷重のしゅう動トルク算出方法は油潤滑メカニカルシール試験などとまったく同一にした。試験後, しゅう動トルクより摩擦係数 f を算出した。また, 試験流体の粘性係数はしゅう動面近傍温度により温度による補正をした。

6-3-2 水潤滑メカニカルシール試験結果と考察

図6・7に摩擦係数 f としゅう動面近傍温度の経時変化をしめす。この試験で視覚的な漏れはすべての試験片において発生しておらず摩擦係数 f としゅう動面近傍温度は同一の変動パターンを示すことがわかった。摩擦係数 f としゅう動面近傍温度について, ディンプル試験片や気孔分散質炭化ケイ素試験片は緻密質炭化ケイ素試験片と異なり, 時間の経過とともにしゅう動面近傍温度では $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以上の変動がなく, 摩擦係数も 0.04 以上の変動がなく, さらに徐々に上昇していく傾向もなく安定した。特に直交ディンプル試験片ではそれぞれの数値の安定性が際立って優れていることが判った。これらに対し, 緻密質炭化ケイ素試験片ではこれらの変動や上昇がみられた。

すべての試験片で試験開始から4時間はしゅう動面近傍温度と摩擦係数 f に変動が認められた。表6・4, 表6・5に示した摩擦係数 f としゅう動面近傍温度に関する統計量は試験開始から4時間目までを除いたそれ以降のデータにより算出した。摩擦係数 f , しゅう動面近傍温度ともに気孔あるいはディンプルを有する試験片の統計量はすべて緻密質炭化ケイ素試験片よりも低い値を示すことが判った。また, 直交ディンプルの摩擦係数 f は

表6・3 水潤滑メカニカルシール試験条件

試験流体	市水
試験片素材	炭化ケイ素, 樹脂含浸焼成カーボン
表面粗さ	Ry 0.4 μ m 以下(炭化ケイ素) Ry 0.8 μ m 以下(樹脂含浸焼成カーボン)
平坦度	1 バンド以内
しゅう動面形状	内径 38mm, 外径 45mm
しゅう動速度	9m/s
スプリング荷重	90 N
試験流体圧力	1.0 MPa
面圧	1.1 MPa
試験時間	48h

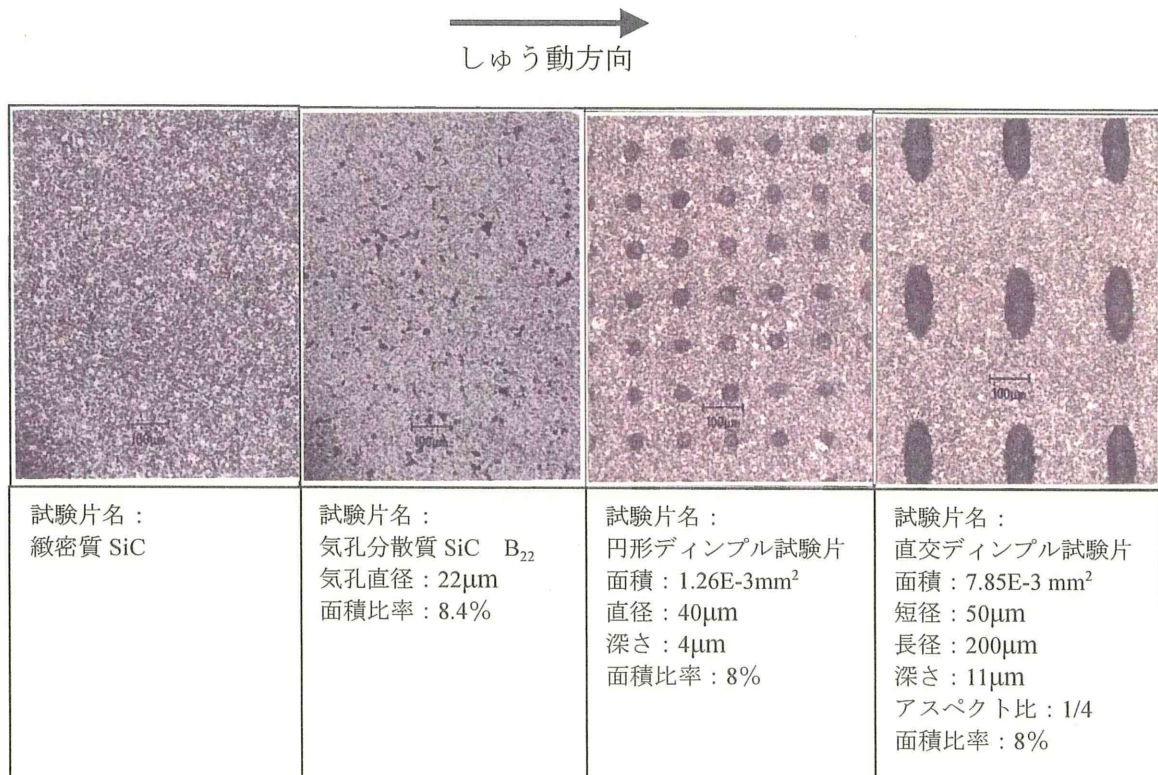


図6・6 水潤滑メカニカルシール試験片

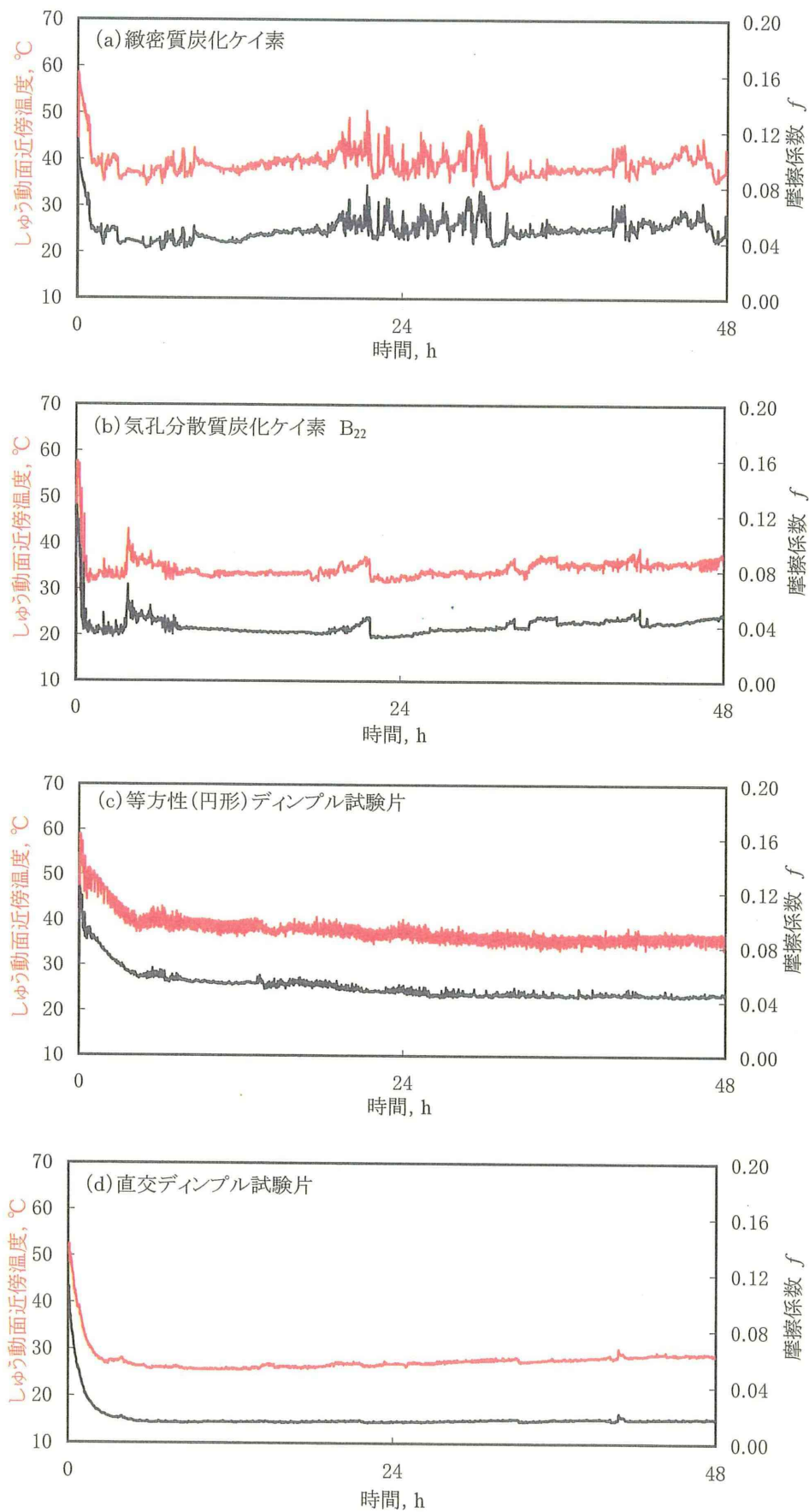


図6・7 経時変化グラフ(水潤滑メカニカルシール試験)

他の試験片の値に対して、平均値・最大値は約 40 %，標準偏差は約 25 %と低い値を示した。そして、しゅう動面近傍温度の各統計量も直交ディンプルの値がすべて他の試験片よりも低くなっていることが判った。すなわち、直交ディンプルは実機の条件下においても密封性を損なうことなくその優れた潤滑性を維持することが判った。

表6・4 摩擦係数 f の統計量（水潤滑メカニカルシール試験結果）

試験片名	摩擦係数 f (4h ~ 48h)		
	標準偏差	平均値	最大値
緻密質炭化ケイ素	7.02E-03	4.97E-02	8.20E-02
気孔分散質炭化ケイ素	4.60E-03	4.01E-02	6.09E-02
円形ディンプル試験片（直径40 μ m）	4.61E-03	4.87E-02	6.46E-02
直交ディンプル（50-200）	1.11E-03	1.61E-02	2.23E-02

表6・5 しゅう動面近傍温度の統計量（水潤滑メカニカルシール試験結果）

試験片名	しゅう動面近傍温度 (4h ~ 48h)		
	標準偏差	平均値	最大値
緻密質炭化ケイ素	2.16	39.0	50.6
気孔分散質炭化ケイ素	1.45	34.6	40.4
円形ディンプル試験片（直径40 μ m）	1.53	37.2	43.6
直交ディンプル（50-200）	1.08	27.3	30.5

6-4 まとめ

6-4-1 油潤滑メカニカルシール試験のまとめ

油潤滑メカニカルシール試験条件下において以下のことが明らかとなった。

- (1) 従来のメカニカルシールにおける表面性状のファクターのひとつである表面粗さを変更した試験片と比較し、直交ディンプルを有する試験片は広い流体潤滑領域と低摩擦を示した。
- (2) 直交ディンプルの面積の制御によりメカニカルシール試験においても摩擦係数 f の低減が可能であることが判明した。
- (3) 直交ディンプルによる漏洩量 Q は最大でも 0.054 g/h ($1.50 \times 10^{-3} \text{ g/s}$) の微量で、最小油膜厚み h^* と漏洩量 Q の関係に注目した場合、ポアズイユの理論解との一致が認められた。

6-4-2 水潤滑メカニカルシール試験のまとめ

水潤滑メカニカルシール試験条件下において以下のことが明らかとなった。

- (1) 緻密質炭化ケイ素試験片と比較し、気孔分散質炭化ケイ素試験片、ディンプル試験片を適用すると摩擦係数 f 、しゅう動面近傍温度の変動を安定可能であることが判った。
- (2) 摩擦係数 f 、しゅう動面近傍温度の平均値、最大値、標準偏差については、気孔やディンプルによりその低減が可能であり、特に直交ディンプル試験片では他の気孔・円形ディンプルを有する試験片に対して摩擦係数 f の各数値をすべて 40 % 以下に低減することができた。

第7章 レイノルズの無限幅軸受理論によるディンプル設計方法

7-1 緒言

第5章において直交ディンプルしゅう動材は従来の気孔分散材などよりも摩擦係数の低減など潤滑性を大幅に向上させ得ることが判った(図5・14, 図5・15参照). そして, ディンプル形状による摩擦特性への影響はレイノルズの無限幅軸受理論による簡易式と定性的に一致することも判った(図5・27参照). さらに第6章において直交ディンプルによるメカニカルシール試験を行い, 直交ディンプルによる微量な漏洩量はポアズイユの理論式と同様に最小油膜厚み h^* の3乗に比例して増加することが判った(図6・5参照).

そこで, 本章においては摩擦特性数・漏洩量の算出式をまとめて示し, 次にこれらの式を用いて実際に直交ディンプルにおける各数値を算出した例を示す. これにより, 漏洩を押さえ潤滑性を向上させることを目的としたディンプルシールの設計指針を与える.

7-2 レイノルズの理論とポアズイユの理論による摩擦特性数・漏洩量の算出

レイノルズの理論とポアズイユの理論による摩擦係数と漏洩量の算出式をまとめる. また, 各算出式における補正係数などに関しては第6章の直交ディンプルによる具体的な数値を示した.

最小油膜厚み h^* , 摩擦係数 f の算出

流体潤滑において理想的には荷重 W と負荷容量 W_c は一致する. 図5・10などの直交ディンプルのしゅう動試験結果より式(2-13)で最小油膜厚みの値を算出し, この値からレイノルズの理論式(2-15)で算出した負荷容量 W_c はすべてのディンプル形状においてその試験における荷重よりも小さな値を示した. すなわち, 本研究においてしゅう動試験の荷重 W に対しレイノルズの理論式により算出された負荷容量 W_c は差異を生じることが判った. この原因として, 理論と実際のディンプル形状の違い, 理論で考慮していないしゅう動面のうねり・振動, 回転軸の偏心などによる影響が考えられる. これらの影響を補正するための補正係数 f_{c2} を用い, 負荷容量 W_c と荷重 W の関係を次式のように表した.

$$W = f_{c2} \cdot W_c \quad (7-1)$$

ここで,

f_{c2} : 補正係数

とした。

この補正係数 f_{c2} に関して、第6章で行った面圧、しゅう動速度を変えた試験の結果、補正係数 f_{c2} は3.2 となり、面圧などとの間には相関はみられなかった。

レイノルズの理論による負荷容量 W_c は次の式（2－15）により求められる。

$$W_c = C_w \{ \mu U (L_{\theta} / 2)^2 L / h^{*2} \} \quad (2-15)$$

式（2－15）を式（7－1）に代入し、レイノルズ理論により算出された最小油膜厚み h^* と単位面積当たりの荷重（面圧） W' の関係を表すと以下の式となる。

$$W' / f_{c2} = C_w \{ \mu U (L_{\theta} / 2)^2 L / h^{*2} \} / (L_{\theta} \cdot L) \quad (7-2)$$

また、粘性係数 μ ，しゅう動速度 U を左辺に移項して表すと次のようになる。

$$W' / (\mu U f_{c2}) = C_w \{ (L_{\theta} / 2)^2 L / h^{*2} \} / (L_{\theta} \cdot L) \quad (7-3)$$

表7・1の条件で式（7－3）により算出した最小油膜厚み h^* ，溝幅 $L_{\theta 1}$ と単位面積当たりの荷重（面圧） W' の関係を図7・1に示す。これはディンプルアスペクト比が1/4 の直交ディンプルに対して算出した結果であるが、溝幅 $L_{\theta 1}$ が広い（面積が大きい）ほど発生する単位面積当たりの荷重（面圧） W' が大きくなることが判る。なお、最小油膜厚み h^* の値は流体潤滑の維持と漏洩量の管理の2点から決定される。これらの2点に関しては次項に示す。

摩擦力 F は次のレイノルズ理論に基づく式（4－7）により算出される。

表7・1 計算を行ったディンプル形状

ディンプルアスペクト比 AR	1/4
ディンプル深さ	6 μ m
ディンプル面積比率	8%
周方向のディンプル長さ	$L_{\theta 1}$
径方向のディンプル長さ	$4 \cdot L_{\theta 1}$
ディンプル面積	$4 \cdot L_{\theta 1}^2$

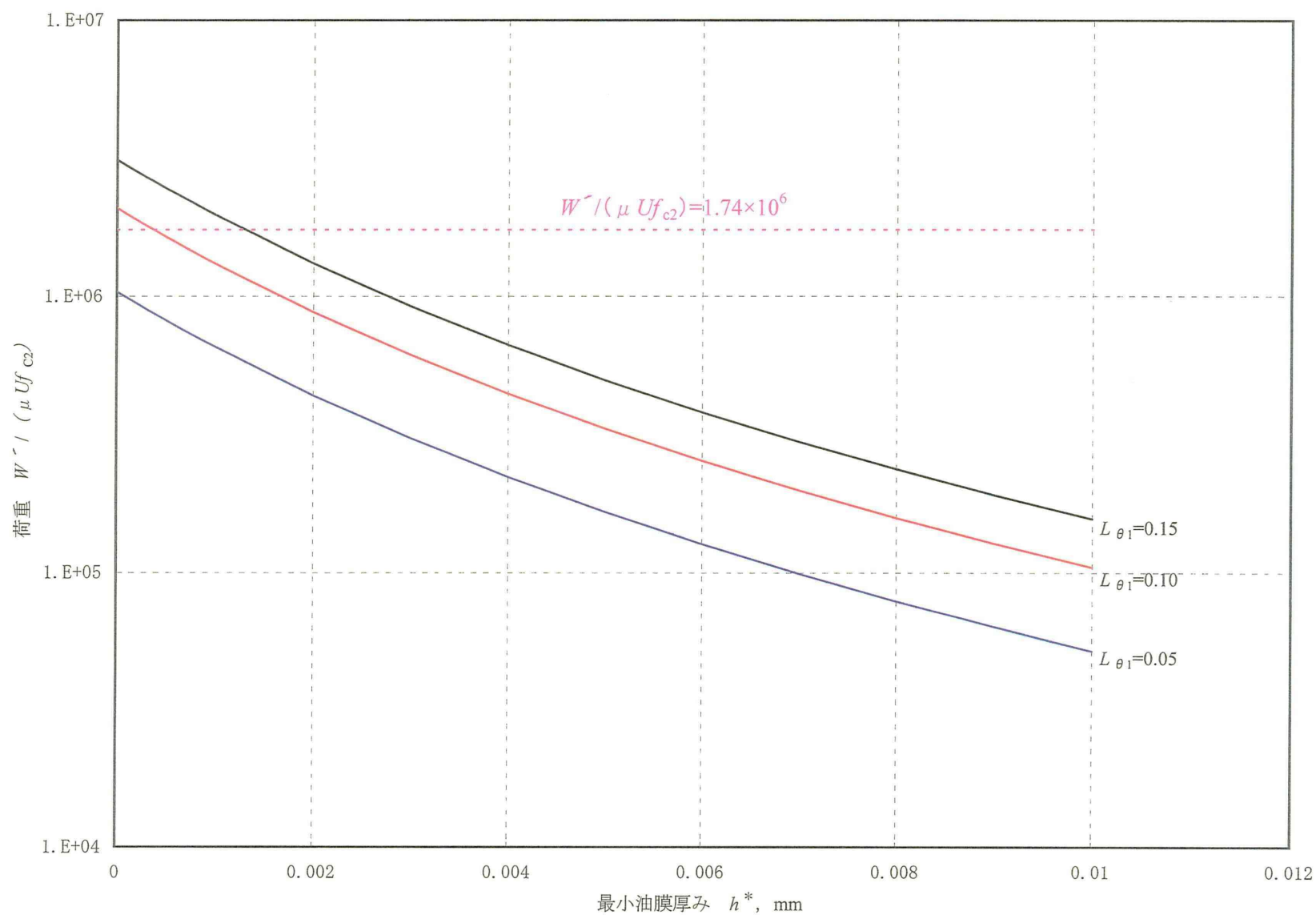


図7・1 荷重 $W' / (\mu U f c_2)$

$$F = \mu UL \int_{-Lr/2}^{Lr/2} \frac{1}{h} dx + L \int_0^{Lr/2} \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \quad (4-7)$$

そして、式（４－７）により算出された摩擦力 F により摩擦係数 f は次の式（２－８）により求められる。

$$f = \frac{F}{W} \quad (2-8)$$

流体潤滑の維持（膜厚比 Λ の算出）

本研究の試験条件においてデインプルしゅう動材のしゅう動状態は概ね流体潤滑を示したため、流体潤滑から非流体潤滑への移行に関して詳細な検討は行っていない。このため一般的な流体潤滑の維持の判断基準となる膜厚比 Λ について示す。膜厚比 Λ は最小油膜厚み h^* と 2 面の二乗平均平方根粗さによる関数で、次の式により定義される¹⁾。

$$\Lambda \equiv \frac{h^*}{\sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}} \quad (7-4)$$

ここで、

R_{q1} , R_{q2} : 2 面の二乗平均平方根粗さ
とした。

なお、二乗平均平方根粗さは次のように定義される¹⁾。

$$R_q \equiv \left(\frac{1}{l} \int_0^l f^2(x) dx \right)^{\frac{1}{2}} \quad (7-5)$$

ここで、

R_q : 二乗平均平方根粗さ

l : 測定長

$f(x)$: 粗さ曲線

である。

二乗平均平方根粗さはいいかえると粗さ曲線の標準偏差であるが、この標準偏差に対する最小油膜厚みの比が膜厚比 Λ となる。一般的に膜厚比 Λ が 3 以上になると表面粗さ突起間の接触の影響が現れなくなるといわれている¹⁾。これは粗さ曲線が正規分布に従った場合、その標準偏差の 3 倍以上の高さの粗さの突起は存在しないことと同義である。第 6 章の油潤滑メカニカルシール試験で、すべての試験片が流体潤滑となる膜厚比 Λ は 4.4 以上となり、上述の一般的な結果とほぼ一致した。

粗さ比 rr を用いて 2 面の二乗平均平方根粗さを次の様に表した。

$$R_{q2} = rr \cdot R_{q1} \quad (7-6)$$

式 (7-6) を式 (7-4) に代入すると次の通りとなる。

$$\Lambda = \frac{h^*}{\sqrt{R_{q1}^2 + rr^2 \cdot R_{q1}^2}} \quad (7-7)$$

粗さ比 rr を左辺に移項して表すと次のようになる。

$$\sqrt{\frac{1 + rr^2}{2}} \cdot \Lambda = \frac{h^*}{R_{q1}\sqrt{2}} \quad (7-8)$$

最小油膜厚み h^* 、二乗平均平方根粗さ R_{q1} と膜厚比 Λ の関係を図 7・2 に示す。図 7・2 の縦軸は $(1 + rr^2)^{0.5} / 2^{0.5} \cdot \Lambda$ となっているが 2 面の二乗平均平方根粗さが等しい場合 ($rr = 1$) は Λ となる。この結果より、最小油膜厚み h^* が大きく、2 面の二乗平均平方根粗さ R_{q1} 、 R_{q2} が小さいほど膜厚比 Λ が大きくなることが判る。

漏洩量 Q の算出

漏洩量 Q は最小油膜厚み h^* によりポアズイユの理論に基づく式 (6-3) で求められる。

$$Q = f_{c1} \cdot \frac{\pi \cdot h^{*3}}{6 \mu \ln(r_o / r_i)} \Delta P \quad (6-3)$$

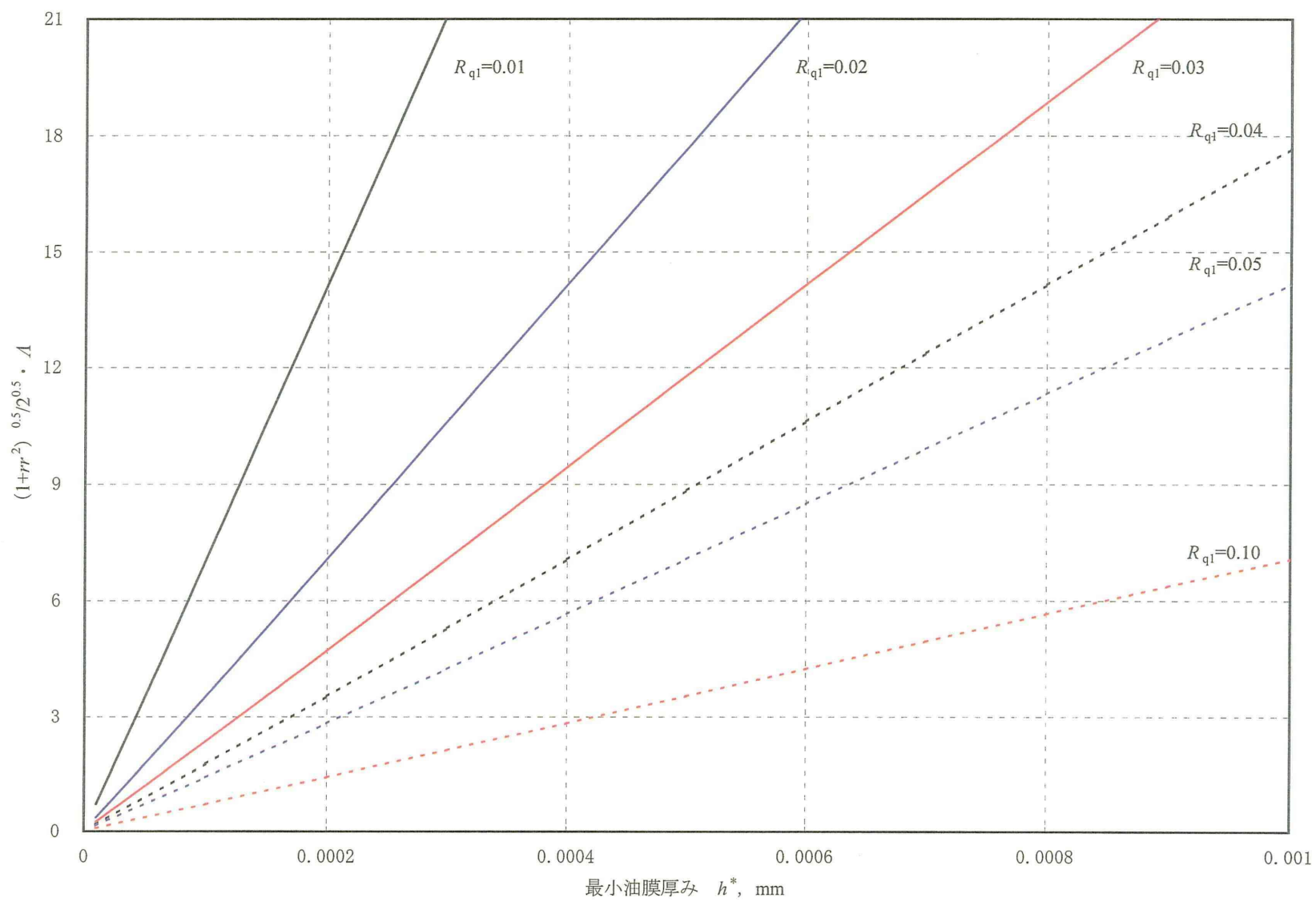


図7・2 膜厚比 $(1+rr^2)^{0.5}/2^{0.5} \cdot A$

また、粘性係数 μ ，しゅう動面内径 r_i ，しゅう動面外形 r_o ，補正係数 f_{cl} を左辺に移項して表すと次のようになる。

$$\mu \ln(r_o / r_i) / f_{cl} \cdot Q = \frac{\pi \cdot h^{*3}}{6} \Delta P \quad (7-9)$$

式（7－9）による最小油膜厚み h^* ，しゅう動面間の圧力差 ΔP ，と漏洩量 Q の関係を図7・3に示す。この結果は，最小油膜厚み h^* ，しゅう動面間の圧力差 ΔP が大きくなるほど漏洩量 Q が増大することを示している。なお，補正係数 f_{cl} に関して，第6章の油潤滑メカニカルシール試験では面圧，しゅう動速度を変えた試験を行った。この結果，補正係数 f_{cl} の値は4.0となり面圧などとの間には相関はみられなかった。

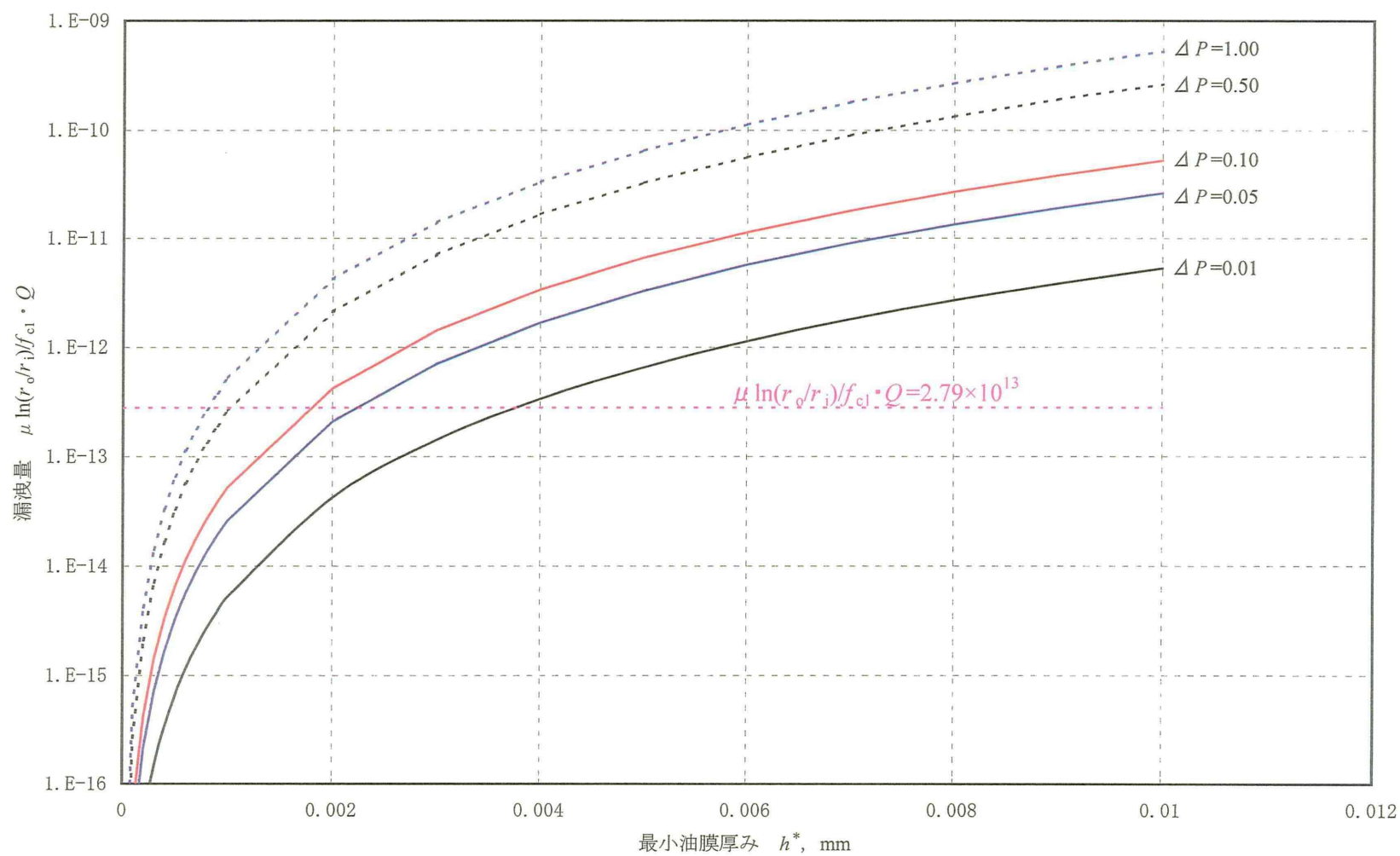


図7.3 漏洩量 $\mu \ln(r_o/r_i)/f_{c1} \cdot Q$

7-3 直交ディンプル形状設計の計算例

前節に示した数式により直交ディンプル形状の設計を行った計算例を下記に示す。

1. 計算条件

(1) 計算に使用する各数値を下記の通りとした。

単位面積当りの荷重（面圧） W' 0.10 MPa

試験流体圧力 P_f 0.05 Mpa

しゅう動面間の圧力差 ΔP 0.05 MPa

しゅう動速度 U 3 m/s

試験流体の粘性係数 μ 6×10^{-3} Pa·s

試験流体の比重 ρ 0.9×10^3 kg/m³

しゅう動面内径 r_i 1.6×10^{-3} m

しゅう動面外径 r_o 2.0×10^{-3} m

補正係数 f_{c1} 4.0

補正係数 f_{c2} 3.2

しゅう動面の二乗平均平方根粗さ ($R_{q1}=R_{q2}$) 0.040×10^{-6} m

ディンプル形状 表 7・1 参照

ディンプル形状① (0.05_0.2) $L_{\theta 1} : 0.05 \times 10^{-3}$ m, $L_{\theta} : 0.278 \times 10^{-3}$ m, $L_r : 0.2 \times 10^{-3}$ m

ディンプル形状② (0.10_0.4) $L_{\theta 1} : 0.10 \times 10^{-3}$ m, $L_{\theta} : 0.554 \times 10^{-3}$ m, $L_r : 0.4 \times 10^{-3}$ m

ディンプル形状③ (0.15_0.6) $L_{\theta 1} : 0.15 \times 10^{-3}$ m, $L_{\theta} : 0.832 \times 10^{-3}$ m, $L_r : 0.6 \times 10^{-3}$ m

(2) 最小油膜厚み h^* に関し、膜厚比 Λ の条件、漏洩量 Q の条件を下記の通りとした。

膜厚比 Λ : 3 以上

漏洩量 Q : 3 cc/h ($= 3 / (60 \times 60 \times 10^6)$ m³/s) 以下

2. 計算結果

(1) 膜厚比 Λ の条件により最小油膜厚み h^* の算出結果を下記に示した。

式 (7-4) に、 $\Lambda=3$, $R_{q1}=R_{q2}=0.04 \times 10^{-6}$ m を代入すると次のようになった。

$$3 \leq \frac{h^*}{\sqrt{(0.04 \times 10^{-6})^2 + (0.04 \times 10^{-6})^2}}$$

$$0.17 \times 10^{-6} \leq h^* \quad (\text{m})$$

よって、最小油膜厚み h^* は $0.17\mu\text{m}$ 以上であればよいことが判る。

また、図 7・2 より縦軸の値 $(1+rr^2)^{0.5}/2^{0.5} \cdot \Lambda=3$ と $R_{q1}=0.04$ の曲線の交点からも概略の値を求めることができる。

(2) 漏洩量 Q の条件により最小油膜厚み h^* の算出結果を下記に示した。

式 (6-3) に、 $Q=3/(60 \times 60 \times 10^6) \text{ m}^3/\text{s}$, $\mu=6 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$, $r_i=1.6 \times 10^{-3} \text{ m}$, $r_o=2.0 \times 10^{-3} \text{ m}$, $\Delta P=0.05 \times 10^6 \text{ Pa}$ を代入すると次のようになった。

$$\frac{3}{60 \times 60 \times 10^6} \geq 4 \cdot \frac{\pi \times h^{*3}}{6 \times 0.006 \times \ln(2 \times 10^{-3} / 1.6 \times 10^{-3})} \times 0.05 \times 10^6$$

$$2.2 \times 10^{-6} \geq h^* \quad (\text{m})$$

よって、最小油膜厚み h^* は $2.2\mu\text{m}$ 以下であればよいことが判る。

また、図 7・3 より縦軸の値 $\mu \ln(r_o/r_i)/f_{cl} \cdot Q=2.79 \times 10^{13}$ と $\Delta P=0.05 \text{ MPa}$ の曲線の交点からも概略の値を求めることができる。

従って、膜厚比 Λ と漏洩量 Q の条件により、最小油膜厚み h^* は下記の範囲となった。

$$0.17 \times 10^{-6} \leq h^* \leq 2.2 \times 10^{-6} \quad (\text{m})$$

(3) デンプル形状による単位面積当りの荷重 (面圧) W' と最小油膜厚み h^* の関係式 (7-2) により最小油膜厚み h^* に対する単位面積当りの荷重 (面圧) W' を算出した結果をデンプル形状①, ②, ③ (0.05_0.2, 0.1_0.4, 0.15_0.6) について図 7・4 に示す。単位面積当りの荷重 (面圧) W' が 0.1 MPa となるのはデンプル形状② (1. 計算条件参照) の場合、最小油膜厚み h^* が $0.37\mu\text{m}$, デンプル形状③ (1. 計算条件参照) の場合、最小油膜厚み h^* が $1.3\mu\text{m}$ となった。

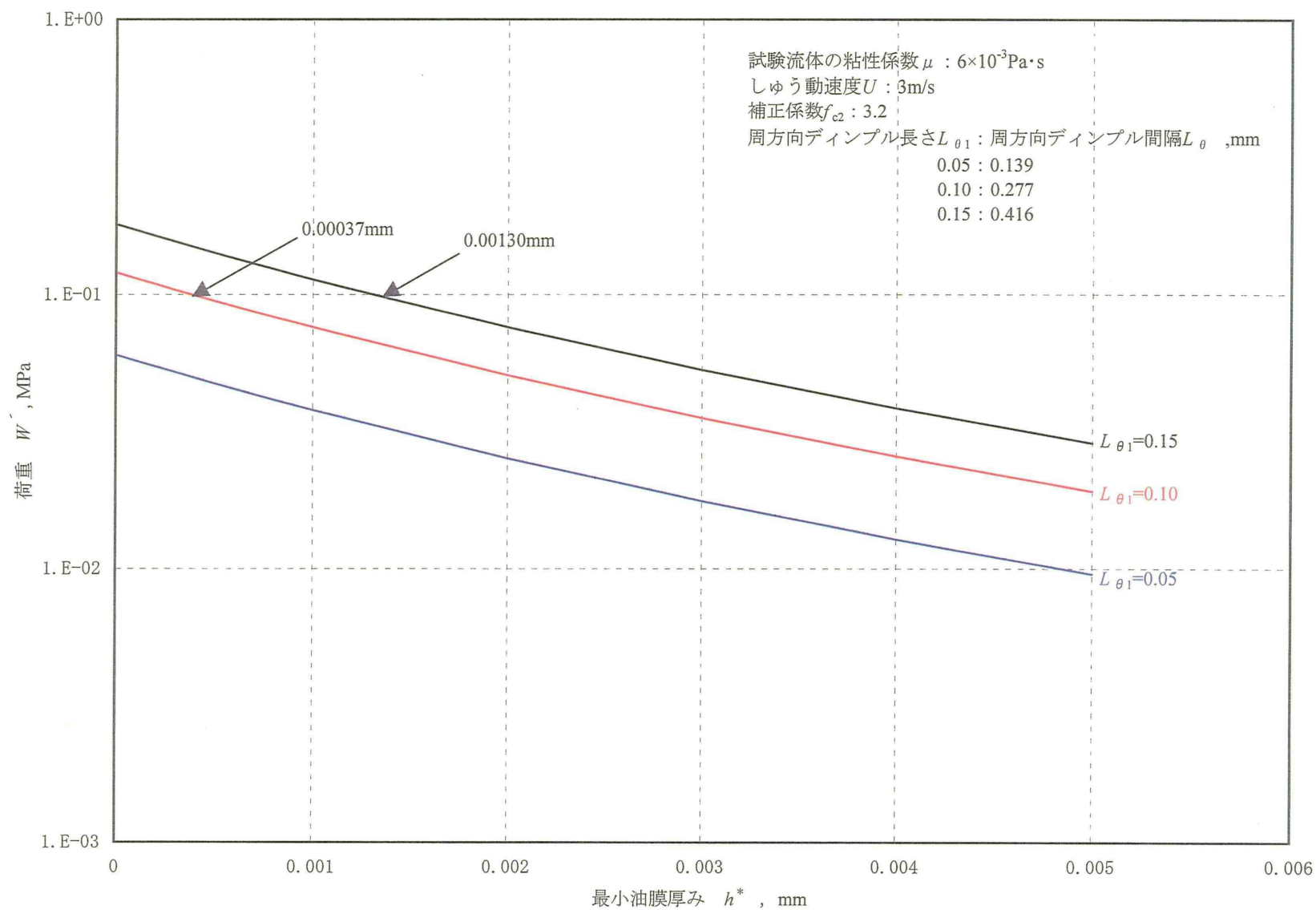


図7・4 荷重 W 算出結果

また、図 7・1 より縦軸の値 $W' / (\mu U f_c) = 1.74 \times 10^6$ と $L_{\theta 1}=0.15$, $L_{\theta 1}=0.10$ の曲線の交点からもそれぞれの概略の値を求めることができる。デンプル形状②と③の場合の膜厚比 Λ , 漏洩量 Q を次に示す。

デンプル形状② (0.1_0.4)

最小油膜厚み h^* : $0.37 \mu\text{m}$

膜厚比 Λ : 6.5

漏洩量 Q : 0.0035 cc/h

デンプル形状③ (0.15_0.6)

最小油膜厚み h^* : $0.13 \mu\text{m}$

膜厚比 Λ : 23

漏洩量 Q : 0.15 cc/h

第8章 総括

メカニカルシールにおいてしゅう動材料は特に重要な要素のひとつとなっている。近年、気孔を分散保有させたしゅう動材料により潤滑性の向上、長寿命化などが図られることが判ってきた。しかし、分散気孔によるくぼみ形状などの制御は大変困難で詳細な検討例は少なく、その形状、配列、比率、方向性による潤滑性・密封性への影響、潤滑性向上のメカニズムは不明な部分が多かった。

そこで、本論文ではしゅう動面上の形状、配列、比率、方向性などを制御したくぼみ（ディンプル）によるシール特性に関する研究をテーマとして取り上げた。その主たる目的は、ディンプルの密封性、潤滑性を含むシール特性への影響、なかでもディンプルによる流体潤滑膜の発生と厚みへの影響をしゅう動試験、数値解析により明確化することとした。

本研究で明らかになった知見により、気孔分散材の気孔形状最適化の指針、ディンプル形状、配列、比率、方向性などのシール特性への影響、ディンプルしゅう動材の設計方法の3点について以下にまとめる。

（1）気孔分散材の気孔形状最適化の指針

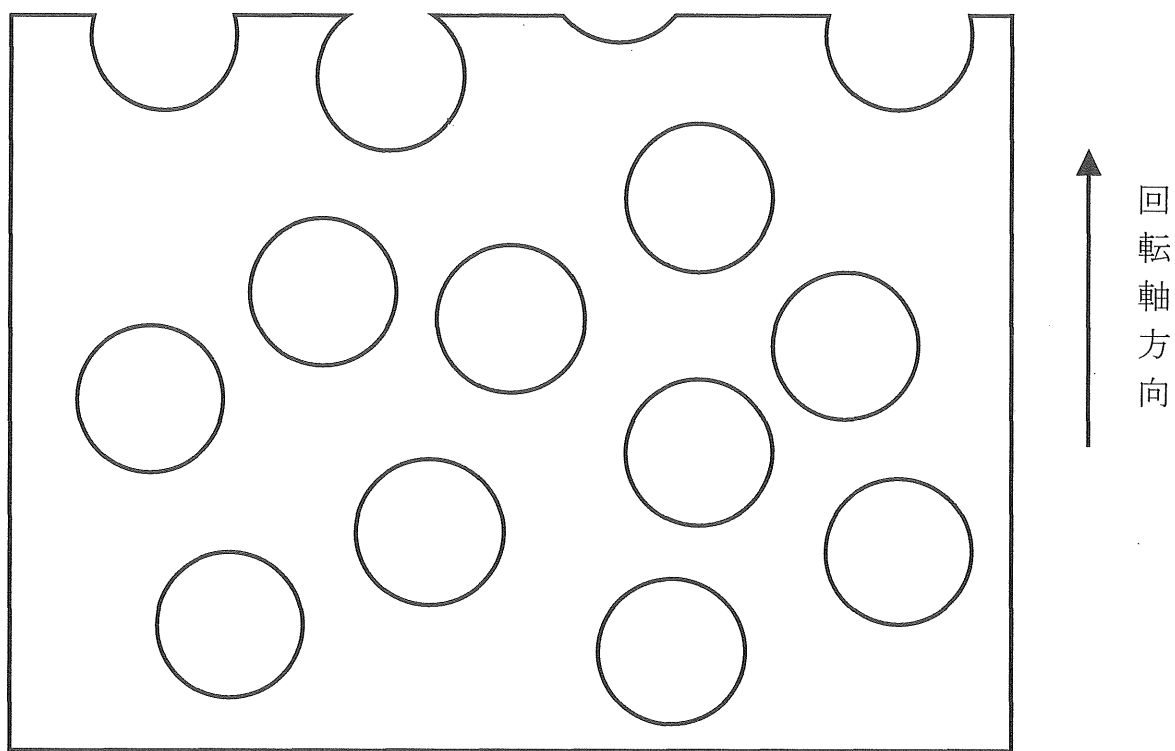
気孔分散材をモニタリングしたディンプル深さ／直径比率一定の等方性（円形）ディンプルの試験結果においてディンプル直径が小さいほど低摩擦となることが判った。低摩擦化に対する最適形状はディンプル深さ／直径比率が3～6%程度の浅いディンプルとなった。また、最適形状としたディンプルを気孔分散材のようにランダムに配列しても低摩擦化の効果に大きな変化は認められなかった。すなわち、ディンプル直径・深さなどのディンプル形状はディンプル配列よりも低摩擦化に大きく寄与するといえる。

以上に示した知見より、気孔分散材の気孔形状最適化の指針は次の通りとなった。

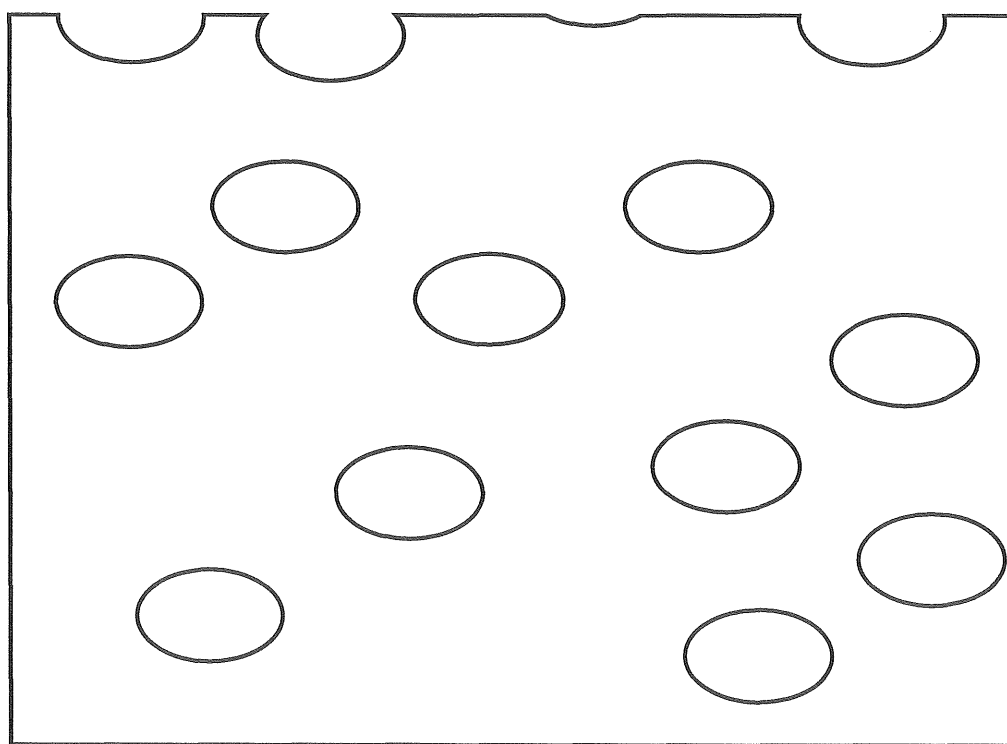
①球形気孔の場合、気孔直径を小さくする。

②回転軸方向の気孔径が小さくなるような扁平な形状とする。

①の指針は実際に市販されている気孔分散材の気孔直径も $60\mu\text{m}$ ～ $10\mu\text{m}$ 程度と小さくなっており、この事実と一致した結果となっている。②の指針は、しゅう動面上の気孔の深さ／直径比率を小さく、すなわち浅いくぼみにすることを意図している。図8・1（a）のように市販されている気孔分散材の気孔はほぼ球形となっているが、図8・1（b）のように回転軸方向に扁平な気孔は、球形気孔よりもしゅう動面上の気孔直径に対する深さの比率が小さく、すなわち浅いくぼみになると思われる。



(a) 球形気孔



(b) 扁平な気孔

図8・1 気孔分散材の断面模式図

(2) ディンプル形状、配列、比率、方向性などのシール特性への影響

シール特性への影響として、形状などの潤滑性向上への影響、潤滑性向上のメカニズム、密封性への影響の3点に関し以下に述べる。

摩擦特性を検討した摩擦摩耗試験結果より、ディンプル形状などの潤滑性向上への影響に関して等方性（円形）ディンプルではディンプル直径、深さなどの形状制御が配列よりも低摩擦化に有効であることが判った。さらにディンプル形状の方向性を制御した直交ディンプルにより等方性（円形）ディンプルよりも低摩擦化が可能となることが判った。油潤滑下のメカニカルシール試験結果より、従来の低摩擦化手法である表面粗さ制御や気孔分散よりも、直交ディンプルの加工が低摩擦、流体潤滑の維持などの潤滑性の向上に有効であることが判った。実機を模擬した水潤滑下のメカニカルシール試験結果より、直交ディンプルの摩擦係数の平均値、変動は気孔分散、円形ディンプルの値と比較してすべて40%以下に低減できることが判った。これらのしゅう動試験により明らかになったディンプル形状と摩擦特性の関係に対して、ディンプルの平面形状・配列が相似であれば、レイノルズの無限幅軸受の理論によりディンプルの断面形状と摩擦特性の関係を推測できることが判った。すなわち、しゅう動面に気孔やディンプルを有する試験片において気孔分散材、円形ディンプル加工材、直交ディンプル加工材の順で低摩擦化に有効であり、その効果の一部はレイノルズの無限幅軸受の理論で推測可能であるといえる。

ディンプルしゅう動材の潤滑性向上のメカニズムに関して、数値解析の結果により次のことが明らかとなった。しゅう動によりディンプル中の流体に負圧と正圧が生じ、負圧はキャビテーションの発生で大気圧となり、残った正圧により負荷容量が生じる。この負荷容量の増加は最小油膜厚み h^* の増加（摩擦係数 f の低下）に比例していた。また、負荷容量はディンプル周辺の圧力発生状態（圧力値、発生面積）の影響を受けており、ディンプル形状が圧力発生状態に特に影響を与えていることが判った。直交ディンプルは低摩擦化に特に有効なディンプル形状であるが、この正圧の発生面積は他のディンプル形状よりも広がった。なお、数値解析におけるディンプル形状と摩擦係数の関係、キャビテーションの発生位置は実際のしゅう動試験により確認した。

密封性への影響に関し、メカニカルシール試験結果より直交ディンプルの漏洩量 Q は最大でも0.054g/h (1.50×10^{-5} g/s)の微量となることが判った。また、最小油膜厚み h^* と漏洩量 Q の關係に注目した場合、ポアズイユの理論解との一致が認められた。すなわち、漏洩量 Q は最小油膜厚み h^* により制御可能であることが判った。

(3) デインプルしゅう動材の設計方法

本研究において最も潤滑性向上に効果的であった直交デインプルによるメカニカルシールしゅう動材の設計方法を提案した。メカニカルシール特性において流体潤滑の維持などの潤滑性と漏洩量 Q などの密封性が特に重要な要素となっている。流体潤滑条件と漏洩量 Q は最小油膜厚み h^* の関数として表すことが可能であり、これらの条件により最小油膜厚み h^* の範囲を算出することができる。この最小油膜厚み h^* をデインプル形状によりコントロールすることがデインプル設計方法の骨子となっている。

流体潤滑の維持に関しては膜厚比 Λ による流体潤滑条件を用いた。この流体潤滑条件は本試験結果による流体潤滑条件とも一致が認められた。漏洩量 Q の算出に関してはポアズイユの理論を用いた。ポアズイユの理論は漏洩量 Q が最小油膜厚み h^* の3乗に比例することを示したもので、本試験結果とも一致が認められた。また、最小油膜厚み h^* に対応するデインプル形状の算出は、簡易的であるにも関わらず試験結果とよい一致が認められたレイノルズの無限幅軸受理論を用いた。

参考文献

- 1) 日本潤滑学会, 潤滑ハンドブック, 養賢堂, (1987)
- 2) 鷺田彰, メカニカルシール, 日刊工業新聞社, (1975)
- 3) E. マイヤー, メカニカルシール, 科学新聞社, (1971) 100
- 4) 平林弘, 松本外典, 高圧用メカニカルシール, 高圧力, 8, 1, (1970) 25
- 5) 平林弘, 中山重信, 高速用メカニカルシールの現況, 日本機軸学会誌, 76, 650, (1973) 238
- 6) T.P.Will, Experimental Observations of a Face-Contact Mechanical Shaft Seal Operating on Water, ASLE Preprint 81-LC-1A-1, (1981) 1-5
- 7) メカニカルシール通則, JIS B 2405, (1993)
- 8) H.Buchter, Industrial Sealing Technology, A Wiley Interscience Publication, 1979
- 9) H.Lubbinge, On the lubrication of mechanical seals (学位論文), 1999
- 10) J.Lohou, Mechanical Seals for Water Injection Pumps -A New Hard Face Material, Lubr.Eng., 3, (1978) 320-326
- 11) R.R.Paxton, H.T.Hulburt, Rubbing Friction in Radial Face Seal, Lubr.Eng., 36, (1980) 89-95
- 12) T.J.Labus, The Influence of Rubbing Materials and Operating conditions on the Power Dissipated by Mechanical Seals, Lubr.Eng., 37, 7, (1981) 387-394
- 13) 古賀忠, 片山彰治, メカニカルシール用セラミックス, 潤滑, 36, 2, (1990) 139
- 14) B.S.Nau, Mechanical seal face materials, Proc. Instn. Mech. Engrs., Part J, 211, (1997) 165
- 15) A.Cameron, Principles of Lubrication, Longmans Green and co., Ltd., (1966) 543
- 16) A.F.Brewer, BASIC LUBRICATION PRACTICE, Reinhold Publishing Corporation, (1955) 58-59
- 17) R.W.Lashway, Various Forms of silicon Carbide and Their Effects on Seal Performance, Lubr.Eng., 40, 6, (1984) 356-363
- 18) 石橋修, 寺崎清, ポア分散材を用いたメカニカルシール並びにポア分散超硬合金およびその製造方法, 特願昭 62-335423

- 1 9) 香川文男, メカニカルシール用炭化珪素焼結体およびそれを用いたメカニカルシール, 特願昭 63-205856
- 2 0) オリビエ・アズマ, ミシェル・ブーゴロン, 特に機械パッキン用の炭化珪素焼結体, 並びに焼結体からなるパッキン, 特願平 4-331782
- 2 1) カル・アレクサンダー・シュワッツ, 三様式の細孔構成を有する多孔性 SiC のベアリング材料およびその製造方法, 特願平 7-140063
- 2 2) 手嶋芳博, 可児明, メカニカルシールしゅう動材, 特願平 7-255855
- 2 3) I.Etsion, O.Kinrot, BEARING HAVING MICROPORES AND DESIGN METHOD THEREOF, PCT/US97/16764
- 2 4) R.Divakar, Sintered Silicon Carbide with Porosity for Mechanical Face Seal Applications, Lubr.Eng., 50, 1, (1994) 75-80
- 2 5) ラグジュレイヴァー, サイクロンラウ, 調整された気孔率を有する炭化ケイ素, 特願平 5-192663
- 2 6) H.Knoch, M.Fundus, Sintered Silicon Carbide with defined porosity for sliding wear applications, Ceramic Technology International, (1995) 59-63
- 2 7) H.Knoch, M.Fundus, J.Grein, Sintered Alpha Silicon Carbide Pump Components, ESK 社資料
- 2 8) Hexaloy SP Silicon Carbide Technical Data, カーボランダム社資料
- 2 9) I.Etsion, G.Halperin, Y.Greenberg, Increasing mechanical seals life with laser-textured seal faces, 15th International Conference on FLUID SEALING Meeting Users' Needs Edited by B.D.Halligan, BHR Group Conference Series Publication No.26, (1997) 3-11
- 3 0) 王曉雷, 加藤康司, 足立幸志, 会沢宏二, SiC 表面の浅窪みが水潤滑下の摩擦係数に及ぼす影響, トライボロジー会議 1999-5, (1999) 171
- 3 1) Cemented Carbide Seal Rings and Bearing Parts, 日本タングステン社資料
- 3 2) H.Czichos, Tribology, Elsevier Scientific Publishing Company, (1979) 182-183
- 3 3) 曾田範宗, 青木弘, 水野昂一, 服部喬, 豊口満, 軸受の設計, オーム社, (1968) 2
- 3 4) バウデン, テイバー, 固体の摩擦と潤滑, 丸善(株), (1989) 240-241
- 3 5) 石渡秀男, 平林弘, メカニカルシールの摩擦と密封特性について, 日本機械学

- 会誌, 64, 512, (1961) 1289-1297
- 3 6) D.F.Denny, Wear, 4, (1961) 64
 - 3 7) D.Summers-smith, 1st international conference on fluid sealing, BHRA, (1961)
 - 3 8) 木村好次, 岡部平八郎, トライボロジー概論, (株)養賢堂, (1997) 209
 - 3 9) 石渡秀男, 平林弘, メカニカルシールの摩耗に及ぼす重クロム酸塩の影響について, 日本機械学会誌前刷集, 154, (1966) 97
 - 4 0) D.Summers-smith, Performance of Mechanical Seals in Centrifugal Pumps, 9th international conference on fluid sealing, BHRA, H1, (1981) 323-331
 - 4 1) 田上寛男, メカニカルシールの発熱と潤滑について, 潤滑, 12, 4, (1967) 171-182
 - 4 2) 小宮誠, 松田健次, 兼田楨宏, メカニカルシールにおけるセラミックしゅう動リングの熱衝撃破壊, 日本機械学会論文集 (C), 58, 548, (1992) 1197
 - 4 3) 小宮誠, 松田健次, 兼田楨宏, メカニカルシールにおけるアルミナしゅう動リングのき裂発生機構, 日本機械学会論文集 (C), 58, 551, (1992) 2171
 - 4 4) D.B.Hamilton, J.A.Walowit, C.M.Allen, A Theory of Lubrication by Microirregularities, Journal of Basic Engineering, Trans. of the ASME, Series D, 88, 1, (1966) 177-185
 - 4 5) F.A.Lyman, Edward Saibel, Leakage through rotary shaft seals, Proceedings of the Fourth U.S. National Congress of Applied Mechanics, published by ASME, 2, (1962)
 - 4 6) B.A.Batch, E.H.Iny, 2nd international conference on fluid sealing, BHRA, F4, (1964)
 - 4 7) J.G.Pape, Fundamental Research on a Radial Face Seal, ASLE Trans., 11, (1968) 302-309
 - 4 8) B.A.Batch, FACE LUBRICATION IN MECHANICAL SEALS, Proc. 9th Tribology Conv., (1971) 54-59
 - 4 9) B.A.Batch, E.H.Iny, A HYDRODYNAMIC THEORY OF RADIAL-FACE MECHANICAL SEALS, Journal Mechanical Engineering Science, 15, 1, (1973) 17-24
 - 5 0) A.O.Lebeck, J.L.Teale, R.E.Pierce, Hydrodynamic Lubrication and Wear in Wavy Contacting Face Seals, J. Lubr. Tech., Trans ASME, 100, (1978) 81-91
 - 5 1) I.Etsion, The effect of combined coning and waviness on the separating force in

- mechanical face seals, J. Mech. Eng. Sci., 22, 2, (1980) 59-64
- 5 2) A.V.Ruddy, D.Dowson, C.M.Taylor, THE PREDICTION OF FILM THICKNESS IN A MECHANICAL FACE SEAL WITH CIRCUMFERENTIAL WAVINESS ON BOTH THE FACE AND THE SEAT, Journal Mechanical Engineering Science, 24, 1, (1982) 37-43
- 5 3) J.N.Anno, J.A.Walowit, C.M.Allen, Microasperity Lubrication, Proc. 3th ICFS, BHRA, paper, E2, (1967) 9-20
- 5 4) J.N.Anno, J.A.Walowit, C.M.Allen, Microasperity Lubrication, Journal of Lubrication Technology, Trans. of the ASME, Series F, 90, 2, (1968) 351-55
- 5 5) J.N.Anno, J.A.Walowit, C.M.Allen, Load Support and Leakage from Microasperity-Lubricated Face Seals, Proc. 4th ICFS, BHRA, paper, 21, (1969) 199
- 5 6) T.Shimomura, H.Hirabayashi, T.Nakajima, A Study of the Relationship Between Frictional Characteristic and Surface Condition of Mechanical Face Seals, STLE Tribology Transactions, 34, 4, (1991) 513-520
- 5 7) H.J.Sneck, The Eccentric Face Seal with A Tansentially Varying Film Thickness, 4th international conference on fluid sealing, BHRA, (1969) 145-152
- 5 8) A.Navahandi, F.Osterle, The Effect of Vibration on the Load Carrying Capacity of Parallel Surface Thrust Bearings, ASME Paper No.60-LUBS-3, (1960)
- 5 9) E.H.Iny, A.Cameron, THE LOAD CARRYING CAPACITY OF SYNTHETIC RUBBER ROTARY SHAFT SEALS, BHRA, International Conference on Fluid Sealing, April, (1961)
- 6 0) I.Etsion, Hydrodynamic Effects in a Misaligned Radial Face Seal, J.Lubr.Tech., Trans ASME, 101, (1979) 283-292
- 6 1) A.Sharoni, I.Etsion, Performance of End-Face Seals with Diametal Tilt and Coning-Hydrodynamic Effects, ASLE Trans., 24, 1, (1981) 61-70
- 6 2) 兼田 楨宏, メカニカルシールのポンピング作用, 潤滑, 28, 3, (1983) 151
- 6 3) 兼田 楨宏, シールの密封理論, トライボロジスト, 43, 2, (1998) 39
- 6 4) 平野富士夫, 接触式密封装置の密封機構, 潤滑, 24, 5, (1979) 261
- 6 5) J.A.Findlay, Trans.ASME, F91, 3, (1969) 687
- 6 6) 平野富士夫, 久保信吾, 佐木邦男, 池田洋二, 潤滑, 20, 8, (1975) 567

- 6 7) A.Brkich, Mechanical Seals -Theory and Criteria for Their Design-, Prod.Eng., 21, 4, (1950) 85
- 6 8) G.E.Rajakovics, 5th international conference on fluid sealing, BHRA, A6, (1971)
- 6 9) E.T.Jagger , D.Wallace , FURTHER EXPERIMENT ON THE SEALING MECHANISM OF A SYNTHETIC RUBBER LIP TYPE SEAL OPERATING ON A ROTATING SHAFT, Proc. Instn. Mech. Engrs, 187, 29, (1973) 361
- 7 0) T.Shimomura, H.Hirabayashi, T.Nakajima, A Study of the Relationship Between Sealing Performance and Surface Condition of Mechanical Face Seals, STLE Tribology Transactions, 35, 4, (1992) 659-666
- 7 1) B.S.Nau, BHRA, RR754, (1963)
- 7 2) E.H.Iny, Wear, 18, (1971) 51
- 7 3) 中原綱光, 渡辺義雄, 青木弘, せまいすき間におけるキャビテーション発生時の側方流量について, 日本潤滑学会予稿集, 78 年春, (1978) 129
- 7 4) 中原綱光, 木村孝, 青木弘, 両面におう突を有するすべり面間に生じるキャビテーションについて, 日本潤滑学会予稿集, 79 年春, (1979) 165
- 7 5) 中原綱光, 小久保省司, 青木弘, 環状スラスト軸受の半径流れに及ぼすキャビテーションの影響, 日本潤滑学会予稿集, 80 年春, (1980) 5
- 7 6) 椎野龍雄, 中原綱光, 青木弘, 傾斜環状スラスト軸受に発生するキャビテーション, 日本潤滑学会予稿集, 81 年春, (1981) 29
- 7 7) 池内健, 森美郎, 潤滑, 25, 4, (1980) 245
- 7 8) 池内健, 森美郎, 潤滑, 26, 6, (1981) 429
- 7 9) 池内健, 森美郎, キャビテーションの存在するシールの流体潤滑特性第 1 報, 日本機械学会論文集 C, 47, 422, (1981) 1337
- 8 0) 池内健, 森美郎, キャビテーションの存在するシールの流体潤滑特性第 2 報, 日本機械学会論文集 C, 47, 422, (1981) 1346
- 8 1) E.N.Griskin, 7th international conference on fluid sealing, BHRA, B2, (1975)
- 8 2) J.Lohou, M.Godet, 6th international conference on fluid sealing, BHRA, D2, (1973)
- 8 3) M.Kaneta, M.Fukahori, F.Hirano, Dynamic Characteristic of Face Seals, BHRA, 8th International Conference on Fluid Sealing, september, paper a2, (1978) 15
- 8 4) G.I.Taylor, P.G.Saffman, Effects of Compressibility at Low Reynolds Number,

- J.Aero.Sci., 24, 8, (1957) 553
- 8 5) B.S.Nau, BHRA, RR762, (1963)
- 8 6) M.Reiner, Proc.Roy.Soc.London, A247, (1958) 152
- 8 7) R.I.Tanner, 1st international conference on fluid sealing, BHRA, E1, (1961)
- 8 8) H.J.Sneck, Reverse Flow in Face Seals, Trans. ASME, F91, 3, (1969) 427
- 8 9) I.Etsion, L.Burstein, A Model for Mechanical Seals with Regular Microsurface Structure, STLE Tribology Transactions, 39, 3, (1996) 677-683
- 9 0) S.C.Less, J.W.Macbeth, Wear Testing of Silicon Carbide Mechanical Seals in Highly Conditioned Diesel Engine Coolants, 27th ISATA Dedicated conference on the motor vehicle and the environment demands of the nineties and beyond, (1994)
- 9 1) I.Etsion, Y.Greenberg, Y.Kligerman, Analytical and Experimental Investigation of laser-textured mechanical seals faces, STLE Tribology Transactions, 42, (1999)511
- 9 2) I.Etsion, Improving tribological performance of mechanical seals by laser surface texturing, Proceedings of 17th international pump users symposium, (2000)17
- 9 3) 赤松良信, 吉田政弘, 国枝正典, 電解液ジェット加工面の油膜形成能力, トライボロジー会議 '92 年春, (1992) 825
- 9 4) 赤松良信, 表面粗さの改質によるころがり軸受寿命の向上, トライボロジスト, 37, 7, (1992) 533-537
- 9 5) 赤松良信, HL 軸受と長寿命化の実際, 機械設計, 39, 13, (1995) 43-47
- 9 6) 日比建治, 赤松良信, HL 軸受について, 月刊トライボロジ, (1992) 20-23
- 9 7) 西村富夫, 石橋修, ポアを分散させた摺動用超硬合金の製造とその諸性質, 粉体および粉末冶金, 36, 2, (1989) 105
- 9 8) H.Christensen, STOCHASTIC MODELS FOR HYDRODYNAMIC LUBRICATION OF ROUGH SURFACES, Proc. Instn. Mech. Engrs., 184, Pt1, (1969/70) 1013-1022
- 9 9) N.Patir, H.S.Cheng, An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 100, (1978) 12-17
- 1 0 0) N.Patir, H.S.Cheng, Application of Average Flow Model to Lubrication Between Rough Sliding Surfaces, Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, 101, 2, (1979) 220-230

- 1 0 1) 日本機械学会, 流体の熱物性値集, (1983)
- 1 0 2) 三島彰生, 松本茂雄, 村松成治, 福谷亮人, 高原茂, 吉川隆, 微粒子噴射装置の開発, 精密工学会秋季論文集, (1991) 57-58
- 1 0 3) 三島彰生, 吉川隆, 土屋隆, 村松成治, 福谷亮人, 微粒子噴射加工装置による高品位加工, 機械と工具, 33, 6, (1992) 33-37
- 1 0 4) 伊澤守康, 噴射加工による半導体電子材料の微細加工技術, 新東ブレーター技術資料
- 1 0 5) 可児明, 手嶋芳博, 平林弘, 浦晟, 金属との反応による SiC セラミックス表面の溝加工 (第 1 報), 日本セラミックス協会学術論文誌, 99, 9, (1991) 732-736
- 1 0 6) 可児明, 手嶋芳博, 平林弘, 浦晟, 金属との反応による SiC セラミックス表面の溝加工 (第 2 報), 日本セラミックス協会学術論文誌, 100, 5, (1992) 697-702
- 1 0 7) 可児明, 手嶋芳博, 浦晟, 金属との反応による SiC セラミックス表面の溝加工 (第 3 報), 日本セラミックス協会学術論文誌, 101, 2, (1993) 199-203
- 1 0 8) 駒野博司, フォトリソグラフィ(1)レジスト材料, 表面技術, 46, 9, (1995) 778-783
- 1 0 9) 矢川元基, 流れと熱伝導の有限要素法入門, 培風館, (1987) 48
- 1 1 0) M.M.Reddi, Finite Element Solution of the Incompressible Lubrication Problem, Trans. ASME, Ser. F, 91, 3, (1969) 524-533
- 1 1 1) M.M.Reddi, T.Y.Chu, Finite Element Solution of the Steady-State Compressible Lubrication Problem, Trans. ASME, Ser. F, 92, 3, (1970) 495-503
- 1 1 2) 中島克洋, 高藤和樹, パーソナルコンピュータによる流体潤滑問題の有限要素解析, 九州工業大学研究報告, 4, (1984) 75-83
- 1 1 3) 染谷恒雄, 山本精穂, 福山寛正, 球面スライルみぞ軸受の性能, 日本機械学会論文集 (C), 45, 391, (1979) 370-381
- 1 1 4) 市原順一, ヘリングボーン溝付動圧気体軸受の研究, 日本機械学会論文集 (C), 55, 514, (1989) 1413-1420
- 1 1 5) K.Kinouchi, K.Tanaka, PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF HERRINGBONE-GROOVED JOURNAL BEARINGS USING A FINITE ELEMENT METHOD, Proc. Japan Int. Tribology Conf., 3, (1990) 935
- 1 1 6) 木野内一宏, 田中克彦, ジャーナル形動圧流体軸受の有限要素法による性能解

- 析, NSK Tech J, 653, (1992) 27-32
- 1 1 7) 木野内一宏, 田中克彦, ジャーナル型動圧気体軸受の有限要素解析 (第1報、解析手法), 日本機械学会論文集 (C), 60, 574, (1994) 2116-2121
- 1 1 8) 林洋次, 和田稲苗, 流体潤滑における有限要素法, 潤滑, 17, 1, (1972) 3
- 1 1 9) 林洋次, 和田稲苗, 有限要素法による流体潤滑問題の解析, 潤滑, 22, 2, (1977) 69
- 1 2 0) 益子正巳, 伊東誼, 仙波晃, 2次元方向にステップとランドを有するすべり面, 日本機械学会講演論文集, 218, (1969) 133
- 1 2 1) 益子正巳, 仙波晃, 伊東誼, 複合ステップ型スラスト軸受の油膜圧力分布, 潤滑, 18, 1, (1972) 35
- 1 2 2) 谷一郎, 流れ学, 岩波書店, (1992) 49
- 1 2 3) J.X.Zhang, C.M.Rodkiewicz, On the Design of Thrust Bearings Using a CFD Technique, STLE Tribology Transactions, 40, 3, (1997) 403-412
- 1 2 4) B.S.Nau, Hydrodynamic Lubrication in Face Seals, 3rd international conference on fluid sealing, BHRA, E5, (1967) 151
- 1 2 5) アンシスフロートラン技術セミナーノート, サイバネットシステム(株), (1997) 4-1
- 1 2 6) F.R.Archibald, N.J.Princeton, A Simple Hydrodynamic Thrust Bearing, Trans. ASME, 72, (1950) 393
- 1 2 7) 山西敏弘, 滑り軸受の圧力解析, Ansys'98 Conference in Japan, (1998) 223
- 1 2 8) 翁和傑, 梅原徳次, 加藤康司, 新居勝敏, 水潤滑セラミックス軸受の基礎研究, 日本機械学会論文集 (C), 16, 590, (1995) 4027
- 1 2 9) 岩浪繁蔵, 漏れの水力学 (1), シール技報, 3, 1, (1967) 23-32 回転平行2円盤間の漏れ量の計算
- 1 3 0) メカニカルシール通則, JIS B 2405, (1977)

謝辞

本論文を終えるに当たり，本研究に対して終始懇切なるご指導，ご鞭撻を賜りました長崎大学教授 浦 晟博士に深甚なる謝意を表します．

本研究は新しいメカニカルシールしゅう動材料の開発に関する研究という背景にも係わらず，研究の多くを学術的な成果として公開することを許可くださいましたイーグル工業株式会社代表取締役社長 鶴 鉄二氏に深く感謝します．

本研究を命ぜられ，その遂行に当たっては適切かつ暖かいご指導を頂きましたイーグル工業株式会社常務取締役技術本部長 石山 朝彦博士に深く感謝の意を表します．

本研究の遂行に当たり，常に著者を激励し，ご指導を頂きましたイーグル工業株式会社技術本部研究部長 岡田 健博士に深く感謝の意を表します．

更に，本研究に多大なる助言，ご協力を頂きましたイーグル工業株式会社技術本部研究部主事 可児 明博士を始め，研究部の皆様に深く感謝します．

最後に，本研究の遂行中，私を支えてくれた家族に感謝します．